

Aumento da eficiência de Aeroarrefecedores na Refinaria de Matosinhos

Marcos Gonçalves Vilela

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na empresa: Eng. Nuno Carvalho

Orientador na FEUP: Prof. Luís Andrade Ferreira



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Fevereiro 2010

*Aos meus pais,
Por tudo o que representam para mim*

A todos os meus grandes amigos

Resumo

O projecto realizou-se na Refinaria de Matosinhos, que está englobada na empresa Petrogal, que por sua vez pertence ao grupo Galp Energia.

Na sua configuração processual a Refinaria privilegia a produção simultânea de combustíveis, lubrificantes, produtos aromáticos de base para a indústria petroquímica, solventes industriais e ceras de petróleo. As operações de Refinação são realizadas em Unidades Processuais que no caso da Refinaria de Matosinhos se integram nas Fábricas de Combustíveis, de Óleos Base e de Aromáticos. Os Aeroarrefecedores que são os sistemas objecto de análise no presente relatório encontram-se instalados na Unidade 3000 da Fábrica dos Combustíveis.

Os Aeroarrefecedores têm como função arrefecer os vários produtos provenientes da destilação do Petróleo Bruto. Os responsáveis pelo departamento da Fiabilidade facultaram-nos assim a possibilidade de realização de um estudo sobre o aumento da capacidade de arrefecimento dos produtos, ou seja, o aumento do rendimento dos Aeroarrefecedores.

O presente trabalho tem assim como objectivo avaliar quais os componentes dos Aeroarrefecedores que mais influenciam no seu rendimento e procurar encontrar soluções para otimizar o rendimento dos mesmos, ao nível da alteração dos procedimentos de manutenção e substituição e introdução de novos componentes.

Na fase inicial do trabalho efectuou-se uma análise de Fiabilidade aos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 no qual se determinou que os rolamentos do motor eléctrico, as pás do ventilador e as correias e polias do sistema de transmissão eram os componentes críticos do sistema.

Posteriormente através de Benchmarking analisaram-se as actuais soluções disponíveis no mercado para os Aeroarrefecedores. Foram analisados os ganhos de rendimento que se conseguiam com as novas soluções, utilizando para tal modelos matemáticos. Sempre que possível efectuaram-se análises económicas a essas soluções de modo a verificar se estas seriam financeiramente vantajosas.

Conclui-se assim que poderíamos introduzir melhorias ao nível da fiabilidade e rendimento nos Aeroarrefecedores alterando procedimentos de manutenção nomeadamente com a alteração do tipo de lubrificante utilizado nos rolamentos do motor eléctrico assim como os intervalos de relubrificação e quantidade de massa lubrificante inserida nos mesmos e com a implementação do método de cálculo de frequência para o tensionamento das correias.

Com a substituição de alguns componentes actualmente existentes nos Aeroarrefecedores e a introdução de novos componentes consegue-se obter uma melhoria do rendimento assim como uma redução de custos. Como tal aconselha-se a introdução de variadores de velocidade para efectuar o controlo da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores, a alteração para correias dentadas no sistema de transmissão, o ajustamento do tip clearance e a introdução de inlet bells e seal discs no ventilador, a substituição das actuais pás por pás mais modernas e o aumento do número de alhetas existentes nos tubos do permutador.

Improving Air-Cooled Heat Exchangers Efficiency at Refinery of Matosinhos

Abstract

The Project took place at Refinery of Matosinhos, which belongs to Petrogal, a company of Galp Energia group.

In its procedural configuration the Refinery privileges the simultaneous production of fuels, lubricants, base aromatic products for the petrochemical industry, industrial solvents and petroleum waxes. The refining operations are carried out in procedural units that in the case of Refinery of Matosinhos are integrated in the Factories of Fuels, Base Oils and Aromatic. The Air Cooled Heat Exchangers that are the systems examined in this report are installed in Unit 3000 of the Fuels Factory.

The Air Cooled Heat Exchanger function is to cool down the various products of the crude oil distillation. It was found by Reliability Department that there was the need to increase the cooling products capacity to improve the efficiency of the Air Cooled Heat Exchanger.

The work aims at evaluating which components of Air Cooled Heat Exchangers most influence on their performance, and find solutions to optimize it, in terms of changes in maintenance procedures and replacement and adding up of new components.

In the initial stage of work an analysis of reliability was performed onto the Air Cooled Heat Exchangers placed at Unit 3000, which determined that the electric motor bearings, fan blades and belts and pulleys of the transmission system were critical components of the system.

Later, through Benchmarking, the current solutions available on the market for Air Cooled Heat Exchangers were analyzed. The performance gains obtained with the new solutions were carried out by mathematical models. Whenever possible, economic analyses were carried out for these new solutions, to make sure that they would be financially advantageous.

We have concluded that is possible to make improvements in the reliability and efficiency of Air Cooled Heat Exchangers by altering maintenance procedures, namely changing the type of lubricant used in electric motor bearings, lubrication intervals and amount of grease on them and by adding a frequency calculation method for the tightening of belts.

With the replacement of some components in the Air Cooled Heat Exchangers in use and the adding up of new components, we can obtain an improvement of efficiency as well as a reduction of costs. It's recommended the implementation of variable speed drive to control the outlet temperature of the Air Cooled Heat Exchangers, the change to timing belts in the transmission system, the adjustment of the tip clearance and the introduction of inlet bells and seal discs on the fan, replacement the existing blades by more modern blades and increasing the number of fins in the heat exchanger tubes.

Agradecimentos

Agradeço ao Prof. Luís Andrade Ferreira pelos valiosos conselhos, pela disponibilidade demonstrada e apoio prestado durante a realização deste trabalho.

Aos orientadores de estágio na Petrogal, Eng. Carlos Fagundes e Eng. Nuno Carvalho pelo tempo dedicado, pelo exemplo e por todos os ensinamentos transmitidos.

Aos meus pais pelo apoio prestado ao longo de todos estes anos e pela educação que me foi transmitida.

Aos meus amigos e colegas de curso pela constante disponibilidade demonstrada e pelo espírito de entreajuda existente ao longo de todo o curso.

A todas as pessoas das diferentes áreas do departamento da Fiabilidade, nomeadamente Eng. António Freitas, Eng. Fernão Lopes, Eng. António Costa, Eng. Daniel Baptista, Eng. André Lopes, Sr. José Carlos e Sr. Hugo Araújo, por toda a ajuda prestada ao longo do projecto.

Índice

Resumo	vii
Abstract	ix
Agradecimentos	xi
Índice de figuras	xvii
Índice de Tabelas	xxi
Nomenclatura.....	xxiii
1 Introdução	1
1.1 Contextualização do Projecto.....	1
1.2 O Projecto “Aumento da eficiência de Aeroarrefecedores na Refinaria de Matosinhos”	2
1.3 Organização e temas abordados	3
2 Introdução aos Aeroarrefecedores	5
2.1 Generalidades.....	5
2.2 Principais Subsistemas dos Aeroarrefecedores.....	7
2.2.1 Permutador	7
2.2.2 Ventilador	10
2.2.3 Estrutura	11
2.2.4 Accionamento e Transmissão.....	11
2.3 Tipos e configurações de Aeroarrefecedores	12
2.4 Factores que afectam o rendimento dos Aeroarrefecedores	15
3 Análise de Fiabilidade dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000.....	19
3.1 Definição do sistema a analisar.....	19
3.2 Divisão do sistema e elaboração de um diagrama mecânico	20
3.3 Descrição funcional do sistema.....	21
3.4 Elaboração do diagrama de blocos funcional do sistema	21
3.5 Realização da análise FMEA	22
3.6 Realização da árvore de falhas (FTA).....	25
3.7 Definição dos critérios de severidade, ocorrência e detectabilidade para o sistema.....	28
3.8 Realização da matriz de criticidade	29
4 Propostas para a optimização dos Aeroarrefecedores	35
4.1 Rolamentos do motor eléctrico	35
4.1.1 Vida útil	35

4.1.1.1 Aplicação aos Aeroventiladores 3018.....	37
4.1.2 Desalinhamento	38
4.1.2.1 Aplicação aos Aeroventiladores 3018.....	40
4.1.3 Lubrificação dos rolamentos.....	41
4.1.3.1 Características dos lubrificantes.....	41
4.1.3.2 Procedimento para a selecção da massa lubrificante	43
4.1.3.3 Intervalos de relubrificação e quantidade de massa lubrificante	43
4.1.3.4 Selecção da massa lubrificante para os rolamentos do motor eléctrico	45
4.1.3.5 Selecção da quantidade de massa lubrificante e intervalos de relubrificação para os rolamentos do motor eléctrico	47
4.2 Controle da Temperatura de saída dos Aeroarrefecedores.....	49
4.2.1 Análise económica.....	51
4.3 Transmissão.....	53
4.3.1 Tensionamento correias	53
4.3.1.1 Método de cálculo de frequência	54
4.3.1.2 Aplicação aos Aeroventiladores 3018.....	56
4.3.2 Alteração para polias e correias dentadas	57
4.3.2.1 Procedimento de cálculo para selecção da transmissão por correias dentadas ..	59
4.3.2.2 Aplicação aos Aeroventiladores 3018.....	61
4.3.2.3 Análise económica	63
4.4 Ventilador	66
4.4.1 Tip Clearance	66
4.4.2 Inlet bell	68
4.4.3 Seal Disc	69
4.4.4 Pás	70
4.5 Permutador	75
4.5.1 Método de cálculo térmico utilizado	75
4.5.1.1 Processo de cálculo da condutância térmica UA	75
4.5.1.2 Método NTU	79
4.5.2 Aplicação ao Permutador 3011	80
4.5.3 Optimização do Permutador 3011	82
4.5.4 Limpeza da tubagem.....	85
5 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro	87

5.1 Conclusões	87
5.2 Perspectivas de trabalho futuro	88
6 Referências e Bibliografia	91
Anexo A – Apresentação da Galp Energia (Petrogal).....	93
Anexo B – Análise de Fiabilidade	98
Anexo C – Rolamentos do motor eléctrico	114
Anexo D – Controle da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores.....	118
Anexo E – Transmissão.....	119
Anexo F - Ventilador.....	124
Anexo G - Permutador.....	125

Índice de figuras

Figura 1 - Objectivo de um Aeroarrefecedor [1]	5
Figura 2 - Modelo térmico do Aeroarrefecedor [7]	5
Figura 3 - Subsistemas mais importantes de um Aeroarrefecedor [5].....	6
Figura 4 - Componentes do Permutador [5]	7
Figura 5 - Alhetas Extrudidas [4]	8
Figura 6 - Alhetas tipo G [4].....	8
Figura 7 - Alhetas tipo L [4]	8
Figura 8 - Alhetas com recortes em dentes de serra [5].....	8
Figura 9 - Permutador [5]	9
Figura 10 - Caixa com placa aparafusada [4]	10
Figura 11 - Caixa com bujões [4]	10
Figura 12 - Ventilador [4].....	10
Figura 13 - Configuração da saia na circulação induzida.....	11
Figura 14 - Configuração da saia na circulação forçada [7].....	11
Figura 15 - Sistema de accionamento e transmissão de um Aeroventilador [4].....	12
Figura 16 - Esquema do sistema de accionamento e transmissão de um Aeroventilador [4]	12
Figura 17 - Circulação induzida [5].....	13
Figura 18 - Circulação forçada [5].....	13
Figura 19 - Alhetas desgastadas e comprimidas.....	16
Figura 20 - Perda de alhetas.....	16
Figura 21 - Fugas de ar entre o permutador e a saia.....	16
Figura 22 - Pás fora do mesmo plano de rotação.....	16
Figura 23 - Tip Clearance [26]	16
Figura 24 - Seal Disc [26].....	16
Figura 25 - Inlet Bell [1].....	17
Figura 26 - Recirculação do fluxo de ar [4].....	17
Figura 27 - Correia desgastada	17
Figura 28 - Polia desgastada	17
Figura 29 - Polias desalinhadas	17
Figura 30 - Divisão do Aeroarrefecedor nos diferentes subsistemas	20

Figura 31 - Diagrama de blocos funcional do Aeroarrefecedor.....	22
Figura 32 - Árvore de falhas de um Aeroarrefecedor da Unidade 3000.....	27
Figura 33 - N° de falhas por Modo de falha dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000	32
Figura 34 - N° de falhas por Aeroarrefecedor da Unidade 3000	33
Figura 35 - Representação dos esforços induzidos no veio pela transmissão na situação dinâmica.....	36
Figura 36 - Diagrama de corpo livre do veio do motor eléctrico.....	38
Figura 37 - Desalinhamento angular [18]	39
Figura 38 - Diagrama de corpo livre das cargas reais	40
Figura 39 - Diagrama de corpo livre da carga unitária	40
Figura 40 - Diagrama dos Momentos Flectores devido á carga real.....	40
Figura 41 - Diagrama de Momentos Flectores devido á carga unitária	40
Figura 42 - Conceito do semáforo da SKF [16]	42
Figura 43 - Diagrama do semáforo da massa lubrificante Galp Belona EP2.....	45
Figura 44 - Diagrama do semáforo da massa lubrificante Galp Belona 3	46
Figura 45 - Variador de ângulo de pás pneumático [26].....	49
Figura 46 - Variador de velocidade [20]	50
Figura 47 - Vida útil da correia em função da pré-tensão aplicada [23].....	53
Figura 48 - Esticadores utilizados para efectuar o tensionamento das correias	54
Figura 49 - Trummeter	55
Figura 50 - Comparação entre a eficiência das correias trapezoidais e dentadas ao longo de uma gama de potências [22].....	58
Figura 51 - Correia Poly Chain GT Carbon [23]	61
Figura 52 - Polia com corrosão do Aeroventilador	63
Figura 53 - Polia dentada com revestimento superficial de níquel [23].....	63
Figura 54 - Anel do ventilador danificado do Aeroarrefecedor da Unidade 105.....	66
Figura 55 - Tip Clearence [26].....	67
Figura 56 - Efeito de Vórtice [24].....	67
Figura 57 - Espaçadores [26]	67
Figura 58 - Tip Seal Roller [25].....	68
Figura 59 - Tip Seal [25]	68
Figura 60 - Inlet Bell [1]	69
Figura 61 - Direcção do caudal de ar sem inlet bell [24]	69

Figura 62 - Direcção do caudal de ar com inlet bell [24]	69
Figura 63 - Seal Disc [26].....	70
Figura 64 - Perfil de velocidade do ar para pás de compósito com Seal Disc e para pás de alumínio sem Seal Disc [3].....	70
Figura 65 - Comparação entre uma pá de alumínio e uma pá Tuf Lite I [27]	71
Figura 66 - Pás Tuf Lite II [27]	71
Figura 67 - Descoloração de uma pá Tuf – Lite I.....	72
Figura 68 - Pá Tuf Lite I com fendas devido á erosão.....	72
Figura 69 - Pá Tuf Lite I apresentando um desgaste severo.....	72
Figura 70 - Limpeza das alhetas com o “Special AFS Clean Fin Foam” [33]	86
Figura 71 - Sistema mecânico de limpeza automático [33].....	86
Figura 73 - Termo Anemómetro de Fio Quente	89
Figura 72 - Termo Anemómetro de Turbina	89
Figura 74 - Vista aérea da Refinaria de Matosinhos [34].....	94
Figura 75 - Organograma da Petrogal	94
Figura 76 - Fábrica dos Combustíveis [34]	96
Figura 77 - Disposição dos Aeroarrefecedores na Unidade 3000	98
Figura 78 - Diagrama mecânico do Aeroventilador	99
Figura 79 - Diagrama mecânico do Permutador.....	100
Figura 80 - Diagrama mecânico do Sistema de Lubrificação.....	100
Figura 81 - Diagrama mecânico da Estrutura	100
Figura 82 - Árvore de falhas do conjunto Accionamento.....	110
Figura 83 - Árvore de falhas do conjunto Transmissão.....	111
Figura 84 - Árvore de falhas do conjunto Ventilador.....	112
Figura 85 - Árvore de falhas do subsistema Permutador.....	113
Figura 86 - Árvore de falhas do subsistema Estrutura.....	113
Figura 87 - Árvore de falhas do subsistema Sistema de lubrificação.....	113
Figura 88 - Viscosidade requerida ν_1 na temperatura de funcionamento [16].....	115
Figura 89 - Viscosidade na temperatura de funcionamento [16].....	116
Figura 90 - Intervalos de relubrificação em temperaturas de funcionamento de 70°C [16]	116
Figura 91 - Espectro de carga de utilização do variador de velocidade do Aeroventilador 3007 B	118

Figura 92 - Selecção do passo da correia [23]	121
Figura 93 - Variação da eficiência do ventilador com o Tip Clearance [29]	124
Figura 94 - Rendimento das alhetas anelares com perfil rectangular [29].....	125
Figura 95 - Feixe de tubos arrançados de forma alternada [29]	125
Figura 96 - Eficiência em função de NTU e do número de passagens para um permutador de fluxos cruzados de múltiplas passagens, com o fluido 2 não misturado e o fluido misturado só entre passagens [3]	127
Figura 97 - Disposição do feixe de tubos do Aeroarrefecedor 3011.....	128
Figura 98 - Aeroarrefecedor 3011	128
Figura 99 - Datasheet do Aeroarrefecedor 3011	129

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Exemplo de uma parte da FMEA Real, correspondente ao conjunto motor eléctrico	24
Tabela 2 - Eventos e Portões lógicos utilizados na FTA.....	26
Tabela 3 - Níveis de Severidade definidos e respectiva descrição para o Aeroarrefecedor.....	28
Tabela 4 - Níveis de Ocorrência definidos e respectiva descrição para o Aeroarrefecedor.....	29
Tabela 5 - Definição das categorias de risco	30
Tabela 6 - Matriz criticidade considerada	30
Tabela 7 - Matriz criticidade para o Aeroarrefecedor	31
Tabela 8 - Dados referentes ao motor eléctrico e sistema de transmissão	37
Tabela 9 - Dados do Rolamento 6310	37
Tabela 10 - Resultados obtidos para o Aeroventilador 3018.....	37
Tabela 11 - Vida útil dos rolamentos dos Aeroventiladores 3018	38
Tabela 12 - Propriedades da massa lubrificante Galp Belona EP2	45
Tabela 13 - Propriedades da massa lubrificante Galp Belona 3	46
Tabela 14 - Classificação de massas lubrificantes obtidas pelo programa LubeSelect.....	47
Tabela 15 - Valores das variáveis a utilizar no cálculo de T.....	56
Tabela 16 - Taxa de falhas (λ) anual por Aeroarrefecedor da Unidade 3000 3370 e 3377.....	64
Tabela 17 - Custo de aquisição dos materiais	64
Tabela 18 - Tempos e custos das operações de manutenção.....	65
Tabela 19 - Tip Clearance segundo a norma API-661 [15].....	67
Tabela 20 - Propriedades físicas da água.....	80
Tabela 21 - Propriedades físicas do ar.....	80
Tabela 22 - Parâmetros geométricos da tubagem.....	81
Tabela 23 - Parâmetros geométricos das alhetas	81
Tabela 24 - Cálculo de αq	81
Tabela 25 - Cálculo de αf	81
Tabela 26 - Comparação entre os parâmetros geométricos das alhetas	83
Tabela 27 - Comparação de valores obtidos para os vários casos.....	83
Tabela 28 - Comparação entre projecto, opção 1 e opção 4.....	84
Tabela 29 - FMEA Teórica.....	101
Tabela 30 - Continuação da FMEA Teórica.....	102

Tabela 31 - Continuação da FMEA Teórica	103
Tabela 32 - Continuação da FMEA Teórica	104
Tabela 33 - Continuação da FMEA Teórica	105
Tabela 34 - FMEA Real	106
Tabela 35 - Continuação da FMEA Real	107
Tabela 36 - Continuação da FMEA Real	108
Tabela 37 - Continuação da FMEA Real	109
Tabela 38 - Exemplo de uma ordem de trabalho proveniente do programa <i>SAP</i>	109
Tabela 39 - Ângulo de contacto da polia motora (β) e factor de arco de contacto ($c1$) [14]	114
Tabela 40 - Determinação de integrais <i>MMdl</i> pelo método Bonfim Barreiros	115
Tabela 41 - Factor do rolamento relevante <i>bf</i>	117
Tabela 42 - Intervalos de relubrificação e quantidade de massa lubrificante de rolamentos da série 63	117
Tabela 43 - Densidade linear para os vários tipos de correias	119
Tabela 44 - Constante da força centrífuga <i>kc</i>	120
Tabela 45 - Diâmetros de polias mínimos para motores eléctricos segundo a <i>NEMA</i> [23]... ..	121
Tabela 46 - Selecção das dimensões das polias e do comprimento da correia [23]	122
Tabela 47 - Potência básica <i>Pb</i> [23]	122
Tabela 48 - Potência adicional <i>Pa</i> [23]	122
Tabela 49 - Factor de comprimento <i>CL</i> [23]	123
Tabela 50 - Polias de Ferro Fundido cinzento revestidas por uma camada superficial de Níquel [23]	123
Tabela 51 - Constantes C_1 e m [29]	126
Tabela 52 - Factor de correcção C_2 [29]	126
Tabela 53 - Factores de resistência de depósitos de vários fluidos [29]	126

Nomenclatura

Símbolo	Descrição da variável	Unidades
A	Área da superfície total com e sem alhetas	$[m^2]$
A_a	Área da superfície das alhetas	$[m^2]$
A_f	Área da superfície total do fluido frio	$[m^2]$
A_q	Área da superfície total do fluido quente	$[m^2]$
A_v	Factor de velocidade	$[-]$
B	Largura do rolamento	$[m]$
b_f	Factor de rolamento relevante	$[-]$
c	Entre – eixo	$[m]$
c_1	Factor de arco de contacto	$[-]$
c_e	Velocidade do fluido á entrada do feixe	$[m/s]$
c_i	Velocidade do fluido que passa no interior dos tubos	$[m/s]$
c_{Pf}	Calor específico a pressão constante do fluido frio	$[J/kg \cdot K]$
c_{Pq}	Calor específico a pressão constante do fluido quente	$[J/kg \cdot K]$
C	Capacidade calorífica	$[W/K]$
C^*	Razão entre as capacidades caloríficas	$[-]$
C_f	Capacidade calorífica do fluido frio	$[W/K]$
C_q	Capacidade calorífica do fluido quente	$[W/K]$
C_r	Capacidade de carga dinâmica	$[N]$
C_L	Factor de comprimento	$[-]$
C_T	Factor de dentes de contacto	$[-]$
d	Diâmetro da polia motora	$[m]$
d_m	Diâmetro médio do rolamento	$[m]$
d_r	Diâmetro interno rolamento	$[m]$
D	Diâmetro da polia conduzida	$[m]$
D_e	Diâmetro externo do tubo	$[m]$
D_i	Diâmetro interior do tubo	$[m]$

D_r	Diâmetro externo do rolamento	[m]
e	Espessura da alheta	[m]
f	Frequência natural de vibração da correia	[Hz]
f_{nv}	Frequência natural de vibração da correia nova	[Hz]
f_{us}	Frequência natural de vibração da correia usada	[Hz]
F_r	Força radial	[N]
G_p	Quantidade de massa a ser adicionada na relubrificação por rolamento	[kg]
i	Relação de transmissão	[-]
k	Relação de viscosidades	[-]
k_c	Constante da força centrífuga	[-]
K_s	Factor de serviço	[-]
L	Comprimento do vão livre da correia	[m]
L_a	Altura da alheta	[m]
L_t	Comprimento total do feixe de tubos	[m]
L_{10}	Vida nominal do rolamento em milhões de rotações	[-]
m	Densidade linear de cada banda da correia	[kg/m]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
n	Velocidade de rotação da polia motora	[rot/min]
N_L	Número de linhas de tubos na direcção longitudinal	[-]
Nu_D	Número de Nusselt	[-]
NTU	Número de unidades de transferência	[-]
P	Potência nominal do motor eléctrico	[W]
P_a	Potência adicional	[W]
P_b	Potência básica	[W]
P_C	Potência de cálculo	[W]
P_D	Passo na diagonal	[m]
P_L	Passo longitudinal	[m]
Pr	Número de Prandtl	[-]
P_{re}	Carga dinâmica equivalente	[N]

P_T	Passo transversal	[m]
q	Potência calorífica permutada	[W]
r_{t1}	Raio interior do tubo	[m]
r_{t2}	Raio exterior do tubo	[m]
R	Resistência térmica equivalente	[K/W]
R_{df}	Resistência de depósitos do fluido frio	[m ² . K/W]
R_{dq}	Resistência de depósitos do fluido quente	[m ² . K/W]
Re_D	Número de Reynolds	[-]
R_f	Resistência térmica do fluido frio	[K/W]
R_p	Resistência de condução da parede	[K/W]
R_q	Resistência térmica do fluido quente	[K/W]
s	Espaçamento entre alhetas	[m]
t_f	Intervalos de relubrificação	[horas]
T	Tensão estática por correia	[N]
T_d	Esforços induzidos no veio pela transmissão na situação dinâmica	[N]
T_{fe}	Temperatura de entrada do fluido frio	[°C]
T_{fs}	Temperatura de saída do fluido frio	[°C]
T_{nv}	Tensão estática por correia nova	[N]
T_{qe}	Temperatura de entrada do fluido quente	[°C]
T_{qs}	Temperatura de saída do fluido quente	[°C]
T_{us}	Tensão estática por correia usada	[N]
T_1, T_2	Forças eficazes que actuam nos ramos da correia	[N]
UA	Condutância térmica	[W/K]
v	Velocidade linear da correia	[m/s]
v_u	Vida útil do rolamento	[horas]
z	Número de bandas da correia trapezoidal	[-]
$\Delta T_{média}$	Diferença média de temperatura	[°C]

Símbolos do alfabeto grego

α_f	Coeficiente de convecção do fluido frio	[W/ m ² . K]
α_q	Coeficiente de convecção do fluido quente	[W/ m ² .K]
β	Ângulo de contacto da polia motora	[°]
ε	Eficiência térmica de um permutador	[-]
η	Eficiência térmica total da superfície	[-]
η_a	Eficiência térmica das alhetas	[-]
η_f	Eficiência térmica total da superfície do fluido frio	[-]
η_q	Eficiência térmica total da superfície do fluido quente	[-]
λ	Taxa de falhas	[-]
λ_f	Condutibilidade térmica do fluido frio	[W/m. K]
λ_p	Condutibilidade térmica do material da parede do tubo	[W/m. K]
λ_q	Condutibilidade térmica do fluido quente	[W/m. K]
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]
ν	Viscosidade de funcionamento do lubrificante	[mm ² /s]
ν_1	Viscosidade nominal	[mm ² /s]
μ	Viscosidade	[kg/s.m]

1 Introdução

1.1 Contextualização do Projecto

Inserido no 5º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, foi realizado o projecto “Aumento da eficiência de Aeroarrefecedores na Refinaria de Matosinhos”. Este projecto foi realizado na Refinaria de Matosinhos, que está englobada na empresa Petrogal, que por sua vez pertence ao grupo Galp Energia, na Área da Fiabilidade mais propriamente na Área da Inspeção Dinâmica entre 14 de Setembro de 2009 e 14 de Fevereiro de 2010.

No contexto da organização da economia mundial novos e sérios desafios se colocam às empresas. No actual cenário de liberalização dos mercados, a luta pela sobrevivência conduz á exploração máxima dos recursos, sejam eles humanos, infraestruturais, tecnológicos ou energéticos.

A questão da eficiência dos equipamentos que constituem o processo produtivo das empresas adquire assim especial importância intervindo directamente na produtividade, desenvolvimento e competitividade das empresas, ou seja, interfere directamente no aproveitamento dos recursos energéticos, humanos, infraestruturais e tecnológicos existentes da empresa.

A evolução exponencial do conhecimento científico, que tem vindo a ser traduzida por correspondentes e significativos avanços tecnológicos, permite fornecer constantemente novas soluções aos equipamentos existentes no processo produtivo das empresas com vista a melhorar o seu rendimento.

Em paralelo com o aumento de rendimento dos equipamentos procura-se sempre reduzir os custos associados ao equipamento em questão, quer ao nível da alteração dos procedimentos de manutenção ou de mudanças no projecto existente.

A eficiência dos Aeroarrefecedores, equipamentos em estudo neste relatório, tem vindo a ser alvo de uma análise constante por parte do departamento de Fiabilidade da Refinaria, no qual se procura avaliar o estado destes equipamentos e recomendar novas soluções para melhorar o rendimento dos mesmos. Neste seguimento surge o projecto “Aumento da eficiência de Aeroarrefecedores na Refinaria de Matosinhos” como uma forma de completar e aprofundar estudos prévios.

Este projecto de fim de curso, procura assim utilizar todos os conhecimentos e capacidades adquiridas ao longo do curso, na resolução de um estudo ou problema, mais específico de uma empresa, neste caso na Refinaria de Matosinhos. Este tipo de projectos permite ao aluno um primeiro contacto com o mercado de trabalho, assim como um conhecimento geral do funcionamento das empresas bem como faculta uma constante formação pessoal.

1.2 O Projecto “Aumento da eficiência de Aeroarrefecedores na Refinaria de Matosinhos”

A Refinaria de Matosinhos permitiu que fosse realizado um estudo sobre a possibilidade de aumentar o rendimento dos Aeroarrefecedores utilizados no arrefecimento de determinados produtos resultantes da destilação de petróleo bruto proveniente da Unidade 3000 da Fábrica dos Combustíveis.

Pretende-se então averiguar o estado de funcionamento dos Aeroarrefecedores actualmente instalados na Unidade 3000 de forma a entender o seu funcionamento e determinar os seus pontos críticos.

Após a análise realizada aos componentes críticos dos Aeroarrefecedores pretende-se fazer um levantamento das soluções actualmente disponíveis no mercado de forma a melhorar a capacidade de arrefecimento dos Aeroarrefecedores e estimar os respectivos ganhos conseguidos.

Com a introdução de novos componentes nos Aeroarrefecedores torna-se necessário efectuar análises económicas a essas alterações de projecto de forma a tornar viável a sua implementação no terreno, aliando sempre que possível uma diminuição do consumo de energia eléctrica da rede.

1.3 Organização e temas abordados

Neste relatório será usada a seguinte estrutura:

- Introdução teórica aos Aeroarrefecedores (capítulo 2): procede-se a uma breve explicação do seu funcionamento, referindo os principais componentes que o constituem e evidenciando os diferentes tipos de Aeroarrefecedores normalmente utilizados nas refinarias.
- Análise de Fiabilidade aos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 (capítulo 3): determina-se os modos de falha críticos do sistema e verifica-se de que modo estes modos de falha influenciam o rendimento dos Aeroarrefecedores, procurando associar esses modos de falha a componentes ou subsistemas dos Aeroarrefecedores, para que depois o estudo da melhoria do rendimento dos mesmos seja concentrado nos componentes do sistema que apresentem mais falhas e contribuam para uma variação mais significativa do rendimento.
- Elaboração de propostas para a Optimização dos Aeroarrefecedores (capítulo 4): procede-se á realização de Benchmarking de forma a encontrar possíveis soluções para os Aeroarrefecedores actualmente instalados, estima-se os respectivos ganhos ao nível da capacidade de arrefecimento, da redução do consumo de energia eléctrica e da redução dos custos de manutenção que essas soluções implicam. Este tipo de estudo foi efectuado para os rolamentos do motor eléctrico e respectivo lubrificante, permutador, ventilador e ainda para os dispositivos que permitem o controlo da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores.
- Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros (capítulo 5): efectua-se um balanço relativamente ao trabalho produzido, referenciando as soluções encontradas e as respectivas melhorias que se consegue com a introdução das mesmas. Propõe-se trabalhos a realizar no futuro de forma a dar seguimento ao projecto aqui enunciado.

2 Introdução aos Aeroarrefecedores

Visto que o estudo realizado neste trabalho é em torno dos Aeroarrefecedores, procedemos neste capítulo a uma breve explicação do seu funcionamento, referindo os principais componentes que o constituem e evidenciando os diferentes tipos de Aeroarrefecedores normalmente utilizados nas refinarias.

No final do capítulo enunciam-se os diversos factores que normalmente podem influenciar o rendimento dos Aeroarrefecedores.

2.1 Generalidades

A principal função de um Aeroarrefecedor é rejeitar calor de um fluido que percorre uma tubagem directamente para o ar ambiente, ocorrendo assim uma transferência de energia térmica entre o ar, em que o escoamento do mesmo é realizado á custa de Aeroventiladores e um produto que circula nas tubagens que normalmente é um hidrocarboneto [1], como se pode observar nas figuras 1 e 2.

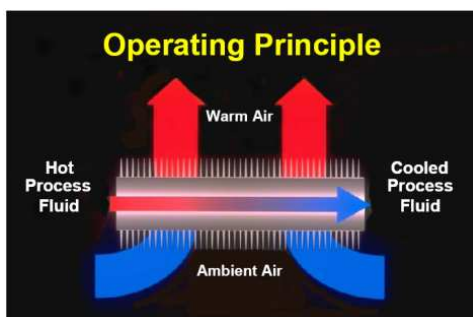


Figura 1 - Objectivo de um Aeroarrefecedor [1]

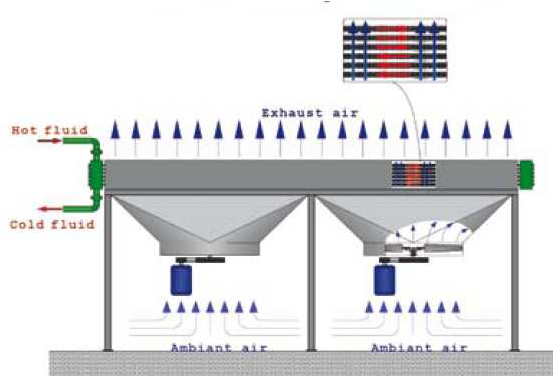


Figura 2 - Modelo térmico do Aeroarrefecedor [7]

O produto que circula nas tubagens do Aeroarrefecedor é proveniente das colunas de destilação do petróleo bruto.

A principal vantagem de um Aeroarrefecedor é que não necessita de água para o seu funcionamento, sendo necessário apenas ar para efectuar o arrefecimento da tubagem. Apesar das fracas propriedades do ar, este está sempre disponível em grandes quantidades ao longo de todo o ano, para além de não trazer problemas a nível ambiental, já que utilizando água esta terá que sofrer tratamentos químicos antes de ser removida para além de se ter que gastar recursos económicos na sua procura e aquisição, devido a estes factores considera-se que o Aeroarrefecedor seja um dispositivo de baixo custo ao nível da manutenção quando comparado com um dispositivo em que o fluido de arrefecimento é a água [2].

Os Aeroarrefecedores são utilizados num largo número de diferentes indústrias e produtos, no entanto estes são geralmente utilizados no arrefecimento de gases e líquidos quando a temperatura de saída requerida é maior do que a temperatura ambiente.

O Aeroarrefecedor pode ser dividido em vários subsistemas, como se pode observar na figura 3.

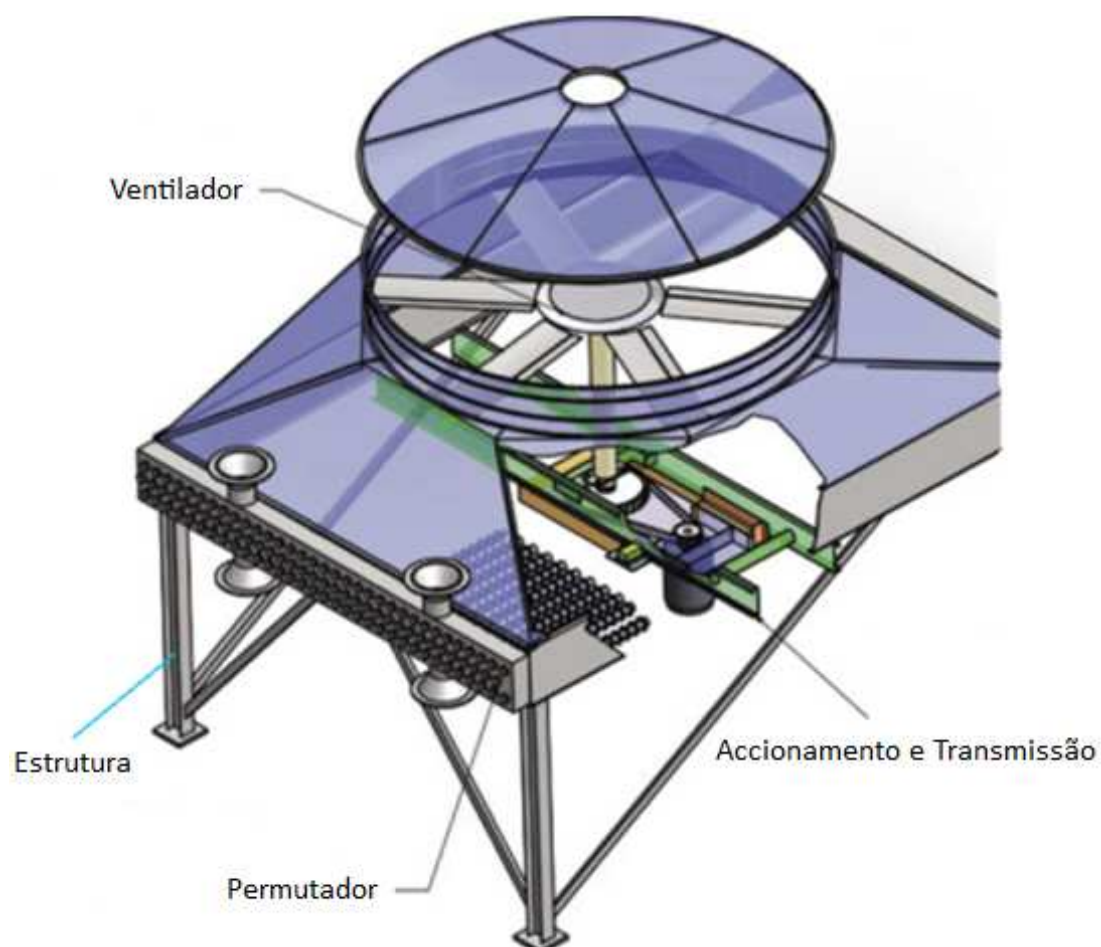


Figura 3 - Subsistemas mais importantes de um Aeroarrefecedor [5]

De seguida, é feita uma descrição mais pormenorizada destes subsistemas, assim como de algumas das suas respectivas funções.

2.2 Principais Subsistemas dos Aeroarrefecedores

2.2.1 Permutador

Os permutadores de calor normalmente classificam-se de acordo com o arranjo do escoamento e o tipo construtivo [3].

Quanto ao arranjo do escoamento, verifica-se que nos permutadores de fluxos cruzados, como é o caso dos Aeroarrefecedores, um dos fluidos circula perpendicularmente ao outro. Em cada um dos fluidos pode haver ou não mistura; diz-se que um fluido é não misturado quando passa através de canais individuais ou tubos, em que não há mistura do fluido entre os canais adjacentes. No caso dos Aeroarrefecedores existe um fluido misturado (ar) e um fluido não misturado (por exemplo água ou um hidrocarboneto) [3].

Num Aeroarrefecedor o fluido pode percorrer uma ou várias passagens. Considera-se que um fluido faz uma passagem no permutador quando atravessa uma secção em todo o seu comprimento. Se o fluido reverte o seu sentido de passagem, atravessando a mesma ou outra secção do permutador, diz-se que efectuou uma segunda passagem. Um permutador é considerado de passagens múltiplas quando um dos fluidos (pelo menos) efectua mais que uma passagem. A maior vantagem da existência de passagens múltiplas é o aumento da eficiência global, em relação á de uma passagem [3].

No caso dos Aeroarrefecedores da Petrogal verifica-se que estes são de passagens múltiplas e possuem um arranjo de fluxo cruzado, no entanto se o número de passagens for elevado pode-se assumir que se trata de um caso de um arranjo em contra-corrente.

Quanto ao tipo construtivo do permutador, verifica-se que normalmente este é constituído por tubuladuras, caixões, tubagens, alhetas das tubagens, entre outros componentes como se mostra na figura 4.

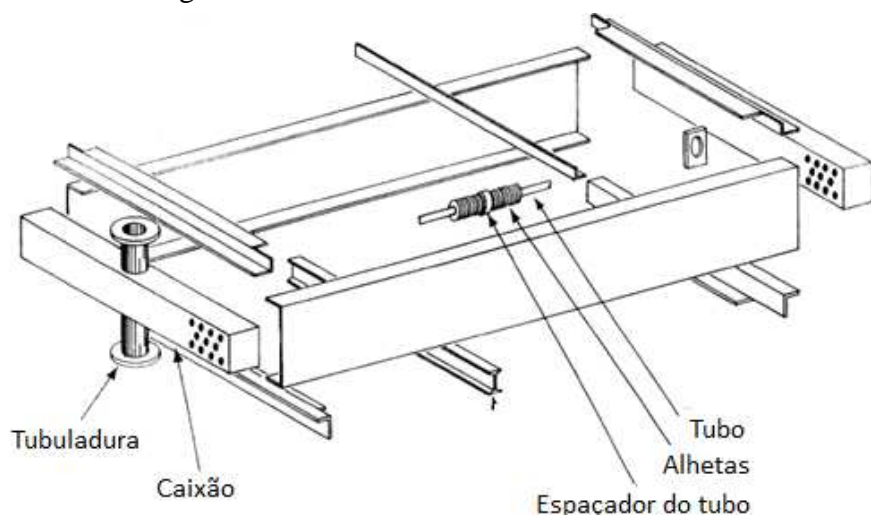


Figura 4 - Componentes do Permutador [5]

Os tubos possuem alhetas com o objectivo de aumentar a superfície de transferência de calor de forma a compensar a fraca capacidade de transferência de calor que o ar possui á

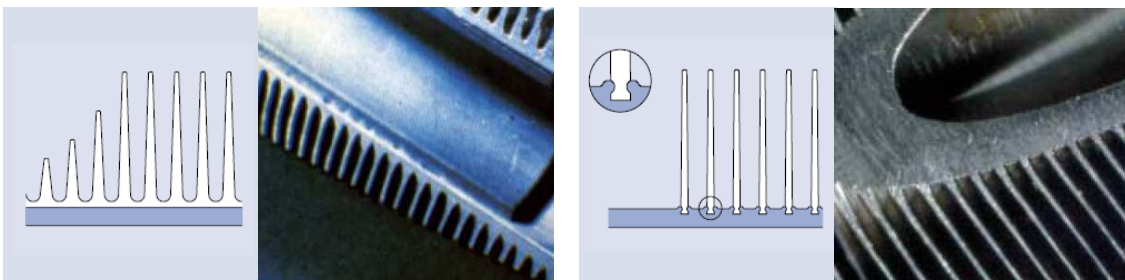
temperatura atmosférica, estas são geralmente de alumínio já que este material possui boa condutividade térmica e a sua produção é económica, só se utilizam alhetas de aço quando se tratam de aplicações a alta temperatura, os tubos podem ser de qualquer material metálico se bem que há que ter em conta o processo que está a ocorrer porque pode haver restrições ao nível da corrosão, temperatura e pressão [2].

As alhetas normalmente utilizadas nestes permutadores podem ser de 3 tipos: extrudidas, tipo G e tipo L [4].

No primeiro tipo de alhetas referenciado (figura 5) estas são extrudidas a partir de uma película de alumínio que está agregada á superfície externa das tubagens. Normalmente este tipo de alhetas é utilizado em temperaturas até os 300°C e protegem o tubo de eventuais agentes corrosivos e outras contaminações [4].

Nas alhetas de tipo G (figura 6) é feito um canal helicoidal ao longo da base do tubo e as alhetas são colocadas nesse canal e presas ao tubo sob tensão. Estas alhetas são de alta eficiência e são utilizadas em temperaturas até aos 400°C, possuem sensivelmente a mesma capacidade de transferência de calor que as extrudidas, no entanto são mais baratas e degradam-se mais facilmente ao longo do tempo [4].

Nas alhetas de tipo L (figura 7) estas dão maquinadas em forma de L e depois são presas á base do tubo sob tensão, são utilizadas para baixas temperaturas (até os 170°C) e são o tipo de alhetas mais baratas mas também as com pior resistência aos agentes corrosivos e variações climáticas [4].



[4]



antes de serra [5]

Por vezes são feitos recortes em forma de dentes de serra na periferia das alhetas (figura 8) para que ocorra uma maior turbulência do ar naquela zona, fazendo aumentar assim a transferência de calor no entanto ocorre com esta modificação uma queda da pressão do ar o

que obriga a uma melhoria da prestação do Aeroventilador para que se mantenha a mesma pressão do ar, para além disso as alhetas ficam mais expostas á sujidade [5].

As alhetas utilizadas na Refinaria são de alumínio e do tipo extrudidas, em que podem ou não possuir recortes em forma de dentes de serra na periferia das alhetas.

Em cada permutador existem sempre dois caixões, um no início das tubagens e outro no fim. Um dos dois caixões não pode estar fixo de forma a responder á expansão térmica da tubagem para que não ocorram complicações na ligação tubagem/caixão. Normalmente são utilizados 2 tipos de caixões: um que o acesso á tubagem é feito desaparafusando uma placa que está na face do mesmo (figura 10) e o outro em que o acesso á tubagem é feito através de bujões (figura 11).

Aqueles em que os caixões são fechados por uma placa que lhes é aparafusada e por sua vez retirada quando se necessita de proceder a operações de manutenção, geralmente são utilizados para fluidos em que há uma grande tendência para o aparecimento de detritos e corrosão nas tubagens onde a sua necessidade de limpeza ocorre com maior frequência, estes funcionam normalmente com pressões até aos 40 bar [4].

Nos caixões em que o acesso á tubagem é feito através da retirada dos bujões, verifica-se que estes são utilizados em pressões até os 350 bar, o facto de neste caso o caixão possuir bujões numa das faces permite assim o acesso a todos os tubos do permutador, torna a limpeza e a reparação de fugas na tubagem mais facilitada. São feitos furos nas duas faces do caixão, numa delas são soldados ou expandidos os tubos e na outra são colocados bujões para que não haja fugas de produto no caixão e para que os tubos estejam sempre acessíveis para operações de manutenção. Após os tubos estarem instalados no permutador é necessário introduzir uma estrutura suporte entre as tubagens para impedir que as alhetas se entrelacem entre si e para que os tubos se mantenham a uma distancia adequada entre si para não haver canalização do fluxo de ar [4].

Os caixões utilizados na Refinaria são idênticos aos apresentados na figura 11.



Figura 9 - Permutador [5]

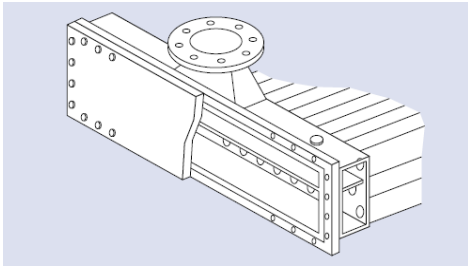


Figura 10 - Caixaão com placa aparafusada [4]

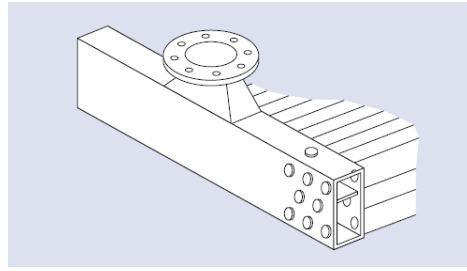


Figura 11 - Caixaão com bujões [4]

2.2.2 Ventilador

O ventilador (figura 12) pode variar entre 0,6 metros a 6 metros de diâmetro e pode ter entre 2 a 16 pás [2].

As pás começaram por ser de alumínio embora hoje em dia na grande maioria das utilizações verifica-se que as pás são em compósito, geralmente de fibra de vidro. Normalmente as pás do ventilador têm uma secção que permite uma distribuição uniforme do ar ao longo do comprimento das mesmas [2].

Os ventiladores podem ter ângulos de pás fixos ou ajustáveis. Normalmente nas pás pequenas o seu ângulo é fixo enquanto nas pás de maior diâmetro o ângulo geralmente é ajustável. Naquelas em que o ângulo de pás é ajustável podem existir duas formas para realizar esse ajuste: num caso o ângulo é ajustável manualmente com o ventilador parado e no outro o ângulo é automaticamente ajustado com o ventilador em funcionamento através de um sistema pneumático [6].

Na Refinaria utilizam-se pás em fibra de vidro e em alumínio sendo que o diâmetro dos ventiladores pode variar entre os 3,6 metros e os 4,3 metros, normalmente utilizando 4 pás por ventilador.



Figura 12 - Ventilador [4]

2.2.3 Estrutura

A saia é um dos principais componentes da estrutura, ela é feita de aço ao carbono e tem como principal função não permitir que haja dispersão do caudal de ar entre o ventilador e o permutador [6]. A configuração da saia que é utilizada na circulação induzida é a apresentada na figura 13, esta permite uma melhor distribuição do ar pelo permutador, no caso da circulação forçada (figura 14) a configuração da saia é diferente de forma a não trazer problemas ao nível da estrutura que suporta a saia.



Figura 13 - Configuração da saia na circulação induzida



Figura 14 - Configuração da saia na circulação forçada [7]

Os restantes componentes da estrutura como as vigas e as colunas servem de sustentação a todos os componentes do Aeroarrefecedor.

Na Refinaria existem os dois tipos de configuração da saia, em que no caso da Unidade 3000 a configuração da saia é a apresentada na figura 16.

2.2.4 Accionamento e Transmissão

Os ventiladores podem ser accionados por motores eléctricos, turbinas a vapor, motores de combustão ou motores hidráulicos. Na maioria das situações são utilizados para accionamento os motores eléctricos. Os motores hidráulicos são usados quando a energia eléctrica não está disponível, estes permitem ter uma velocidade variável mas a sua eficiência é baixa [6].

A transmissão mais utilizada é aquela em que são utilizadas correias e polias, recorrendo a motores eléctricos com uma potência até 50 ou 60 CV em que os ventiladores possuem um diâmetro até os 5,5 metros. As correias de bandas trapezoidais são geralmente utilizadas para ventiladores de pequeno ou médio tamanho enquanto para os ventiladores de maiores dimensões utilizam-se correias dentadas. A velocidade do ventilador é definida através da relação de transmissão e da escolha de correias trapezoidais ou dentadas, ou então

através de motores que possuam variadores de velocidade permitindo variar assim a sua velocidade [6].



Figura 15 - Sistema de accionamento e transmissão de um Aeroventilador [4]

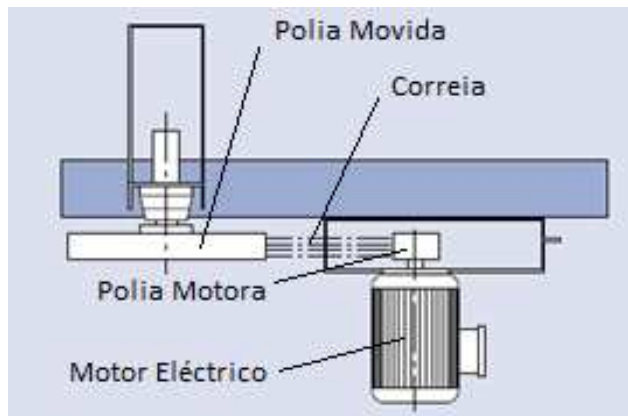


Figura 16 - Esquema do sistema de accionamento e transmissão de um Aeroventilador [4]

Na Refinaria os ventiladores são accionados por motores eléctricos e no sistema de transmissão são utilizadas correias trapezoidais, verificando-se no entanto que existem meia dúzia de Aeroarrefecedores que utilizam correias dentadas. Constatou-se que em alguns Aeroarrefecedores utilizam-se variadores de velocidade.

2.3 Tipos e configurações de Aeroarrefecedores

Os Aeroarrefecedores podem ser construídos segundo vários tipos, normalmente tendo em conta a potência disponível, especificidades do local de instalação e preferências do cliente [2].

O tipo mais comum de Aeroarrefecedor é aquele em que o permutador e o ventilador estão dispostos horizontalmente e o fluxo de ar ocorre na vertical. Este tipo de Aeroarrefecedor é accionado por um motor eléctrico que está ligado ao ventilador através de um sistema de transmissão por polias e correia, no entanto existem casos em que o accionamento também pode ser feito por motores hidráulicos [2].

Este tipo de Aeroarrefecedores tem a sua maior aplicação em refinarias onde a energia eléctrica está disponível e onde o dispositivo pode ser instalado longe de outros equipamentos para que estes não interfiram no fluxo de ar criado pelo Aeroventilador [2].

Existem duas configurações possíveis para a construção deste tipo de Aeroarrefecedor: numa a circulação forçada e na outra induzida. No caso da circulação forçada (figura 18) o permutador fica por cima do ventilador enquanto na circulação induzida (figura 17) o permutador fica por baixo do ventilador [2].



Figura 17 - Circulação induzida [5]

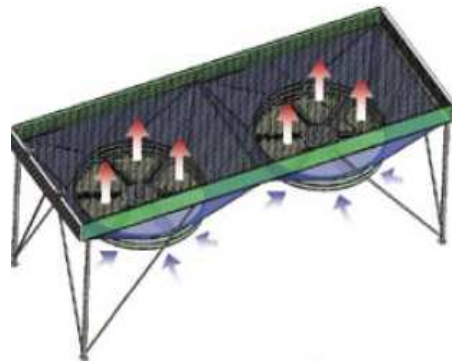


Figura 18 - Circulação forçada [5]

Estas duas configurações apresentam vantagens e desvantagens enunciadas de seguida [2,6].

Circulação Induzida

Vantagens

- Melhor distribuição do fluxo de ar através do permutador.
- Processo melhor controlado e mais estável já que 60% da área das tubagens do permutador é coberta pelo ventilador reduzindo assim os efeitos provocados pelas condições atmosféricas nas tubagens.
- Maior capacidade de circulação natural do ar em caso de falha ou paragem do Aeroventilador, este facto deve-se ao efeito da convecção natural.
- Menor possibilidade de recirculação do ar quente no local de admissão da saia já que o ar é expelido a cerca de uma velocidade duas vezes e meia superior á de entrada.
- Maior facilidade de acesso às tubagens do permutador caso seja necessário a sua reparação.

Desvantagens

- Menor acessibilidade ao ventilador para efectuar a sua manutenção.
- O ventilador tem que ser removido para se efectuar a substituição das tubagens.
- A temperatura do ar de circulação deve estar limitada a 105°C para prevenir danos nas pás, rolamentos ou outro equipamento mecânico pelo qual passa o fluxo de ar quente, como tal quando a temperatura de entrada do produto é

superior a 177°C, terá que ser considerada a utilização da circulação forçada já que poderão ocorrer altas temperaturas na zona onde estão as pás quando ocorrer uma paragem do Aeroventilador ou se este estiver a funcionar a baixas velocidades.

Circulação Forçada

Vantagens

- Melhor acessibilidade às pás e chumaceira superior para efectuar a sua manutenção, assim como maior facilidade de acesso para a substituição das tubagens.
- Maior possibilidade de suportar temperaturas mais elevadas que o normal quando o produto está a entrar nas tubagens.
- Custo de aquisição e manutenção do Aeroarrefecedor inferior ao da circulação induzida.

Desvantagens

- Pior distribuição do fluxo de ar através do permutador.
- Tubagens expostas às condições atmosféricas o que resulta num maior desgaste das tubagens e que o processo é pior controlado e menos estável.
- Menor capacidade de circulação natural em caso de paragem do Aeroventilador.
- Maior possibilidade de recirculação de ar quente devido a uma velocidade mais baixa de descarga nas tubagens e uma maior velocidade de entrada na saia.

2.4 Factores que afectam o rendimento dos Aeroarrefecedores

Existem diversos factores que podem influenciar o rendimento dos Aeroarrefecedores, principalmente ao nível dos subsistemas: permutador e Aeroventilador.

No que diz respeito ao permutador pode-se evidenciar factores como: corrosão dos materiais, sujidade e detritos, tipo de fluido do processo, etc, que influenciam significativamente o rendimento do Aeroarrefecedor.

No Aeroventilador podemos ter problemas mecânicos tanto no ventilador como na transmissão e accionamento que podem causar uma perda de rendimento.

De seguida são enunciados alguns factores que podem afectar o rendimento de um Aeroarrefecedor segundo [1] e [8].

Permutador

- Estrutura de apoio das tubagens solta, distorcida ou desgastada.
- Alhetas das tubagens fora da posição original, desgastadas ou comprimidas (figura 19).
- Perda de alhetas (figura 20).
- Tubagens e respectivas alhetas com sujidade e detritos.
- Ausência de *air seals*, ou seja de dispositivos que impedem a ocorrência de fugas de ar entre o permutador e a saia (figura 21).
- Caixões fora da posição original e com fugas de produto.

Ventilador

- Pás com ângulos de ataque diferentes.
- Pás com ângulos de ataque superiores a 22°.
- Pás que não estão no mesmo plano de rotação, como se observa a título de exemplo na figura 22 pelas marcas a amarelo.
- Existência de um valor de *tip clearance* inadequado (figura 23), ver capítulo 4.4.1.
- Existência ou não de *seal disc* (figura 24) e de *inlet bell* (figura 25) nos ventiladores, ver capítulo 4.4.3 e 4.4.2. respectivamente.
- Velocidade de rotação do ventilador diferente da que consta no datasheet.
- Vibrações no ventilador.
- Design da pá ultrapassado para as pás utilizadas na actualidade.
- Recirculação do fluxo de ar no ventilador (figura 26).
- Desgaste do rolamento da chumaceira superior e inferior.

Accionamento/Transmissão

- Correias partidas, mal tensionadas ou desgastadas (figura 27).
- Polias danificadas ou desgastadas (figura 28).
- Desalinhamento entre as polias (figura 29).
- Escorregamento entre as polias e a correia.
- Amperagem do motor inferior ou superior á amperagem nominal.



Figura 19 - Alhetas desgastadas e comprimidas



Figura 20 - Perda de alhetas



Figura 21 - Fugas de ar entre o permutador e a saia



Figura 22 - Pás fora do mesmo plano de rotação

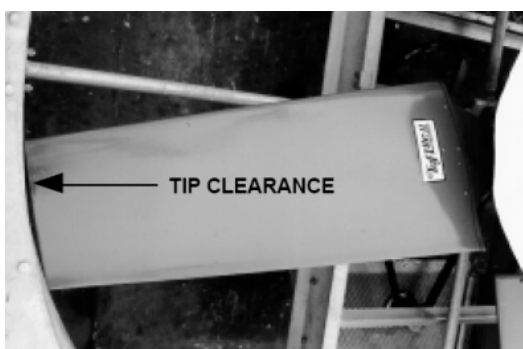


Figura 23 - Tip Clearence [26]



Figura 24 - Seal Disc [26]



Figura 25 - Inlet Bell [1]

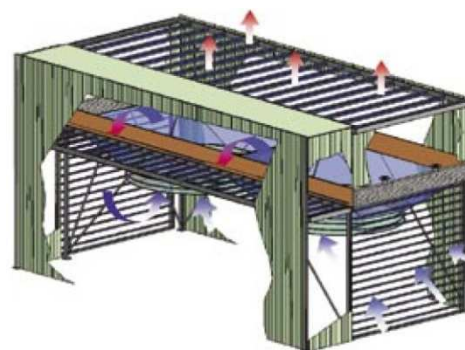


Figura 26 - Recirculação do fluxo de ar [4]



Figura 27 - Correia desgastada



Figura 28 - Polia desgastada



Figura 29 - Polias desalinhadas

3 Análise de Fiabilidade dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000

Numa primeira fase deste trabalho optou-se por realizar uma pequena análise de Fiabilidade aos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 de maneira a que se pudessem identificar as principais falhas que estes apresentam e se estas têm influência no rendimento dos mesmos, ou seja identificar os sistemas e respectivos componentes críticos dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000, para que depois o estudo da melhoria do rendimento dos Aeroarrefecedores seja concentrado nos componentes do sistema que apresentem mais falhas e contribuam para uma variação mais significativa do rendimento.

Para a realização desta análise procedeu-se aos seguintes passos [9]:

1. Definição do sistema a analisar
2. Divisão do sistema e elaboração de um diagrama mecânico
3. Descrição funcional do sistema
4. Elaboração do diagrama de blocos funcional do sistema
5. Realização da análise FMEA
6. Realização da árvore de falhas (FTA)
7. Definição dos critérios de severidade, ocorrência e detectabilidade para o sistema
8. Realização da matriz de criticidade

De seguida é enunciada em detalhe cada uma destas etapas, em que cada etapa possui uma explicação teórica da mesma, seguida da aplicação prática ao nosso sistema (Aeroarrefecedores).

3.1 Definição do sistema a analisar

Esta etapa é muito importante porque é através dela que se definem as fronteiras da análise, isto é, é nela que se indicam quais os equipamentos sujeitos à análise e consequentemente o sistema a analisar [9].

Nesta etapa reúne-se também, toda a informação relativa ao sistema que nos permite entender o sistema, o seu contexto operativo, as suas funções e as funções dos seus componentes [9,10].

Assim, para efectuar a definição do sistema é necessário obter o seguinte: desenhos do projecto, esquemas do sistema, histórico de avarias e falhas (equipamento existente), lista de componentes, especificações de componentes e informações dadas pelos fornecedores e/ou fabricantes [9,10].

Os equipamentos considerados na análise são os 24 Aeroarrefecedores da Unidade 3000 (anexo A), que vão desde o 3007 A até ao 3018 B (anexo B, figura 77), da Fábrica dos Combustíveis (anexo A). O sistema a analisar é o Aeroarrefecedor que será decomposto nos

seus componentes de modo a que se possa estudar ao pormenor as falhas que ocorrem ao nível do componente.

3.2 Divisão do sistema e elaboração de um diagrama mecânico

Para identificar as diferentes funções dos vários componentes e as ligações funcionais entre eles e os diferentes subconjuntos a que pertencem, é necessário dividir o sistema de uma forma lógica, clara e objectiva, em elementos mais simples, para que seja permitida a sua futura análise. Assim, o sistema deve ser dividido em diferentes subsistemas, estes em conjuntos, que por sua vez, poderão ser eventualmente divididos em subconjuntos e por fim, em componentes. Sendo esta divisão realizada de acordo com a necessidade de divisão dos diferentes subsistemas [9,10].

Para a realização da divisão do Aeroarrefecedor recorreu-se á utilização de um diagrama mecânico de modo a que a divisão do sistema fosse realizada de uma forma mais expedita e que facilitasse a posterior análise do mesmo.

Para cada Aeroarrefecedor foram considerados 4 subsistemas: Aeroventilador, Permutador, Sistema de lubrificação e Estrutura como se pode observar na figura 30.



Figura 30 - Divisão do Aeroarrefecedor nos diferentes subsistemas

No anexo B (figuras 78 a 81) estão os diagramas mecânicos dos 4 subsistemas considerados em que cada subsistema pode nele ter incluído vários conjuntos e em que cada conjunto pode ter vários subconjuntos e por sua vez esses subconjuntos podem ser constituídos por vários componentes. No entanto pode haver subsistemas que não possuam conjuntos e subconjuntos que sejam logo caracterizados pelos seus componentes.

Tomemos como exemplo o subsistema Aeroventilador (figura 78). Neste subsistema estão incluídos 3 conjuntos de nome accionamento, transmissão e ventilador. Estes conjuntos por sua vez podem incluir vários subconjuntos, por exemplo o conjunto ventilador tem nele incluídos os subconjuntos: chumaceira superior, pás, cubo porta-pás, veio e chumaceira inferior. Por sua vez cada subconjunto pode ser constituído por vários componentes como é o caso das chumaceiras que possuem os seguintes componentes: caixa, macho de aperto, vedante e rolamento.

3.3 Descrição funcional do sistema

Nesta etapa deve-se definir a função e operação do sistema, identificando claramente a função de cada subconjunto e as ligações funcionais entre eles [9,10].

Para o sistema em análise, a descrição funcional é a seguinte:

- O motor eléctrico transforma a energia eléctrica proveniente da rede em energia mecânica.
- A energia mecânica é transmitida do motor eléctrico através do seu veio.
- Através de uma ligação com chaveta entre o veio e a bucha da polia motora é transferido o movimento de rotação para a polia motora.
- A transmissão do movimento da polia motora para a polia conduzida é feita através de uma correia.
- O veio do ventilador recebe o movimento proveniente da polia conduzida pela conexão bucha/chaveta.
- O cubo porta-pás obtém uma determinada velocidade de rotação proveniente do veio do ventilador pela ligação bucha/chaveta.
- As pás que estão encaixadas no cubo recebem o movimento deste criando um determinado fluxo de ar na direcção vertical.
- O caudal gerado pelas pás entra em contacto com as alhetas presentes na superfície da tubagem do permutador.
- O produto proveniente das colunas de destilação entra no permutador pela tubuladura e por sua vez é direccionado para dentro de um dos caixões, sendo distribuído pelas várias tubagens.
- Ocorre uma transferência de calor entre o caudal de ar gerado pelas pás e o produto que percorre a tubagem do permutador.
- Após o produto percorrer várias passagens pela tubagem este volta a entrar no caixão saindo para o exterior pela tubuladura.
- O ar após passar pelo permutador é expelido para a atmosfera.

3.4 Elaboração do diagrama de blocos funcional do sistema

O diagrama de blocos funcional do sistema mostra graficamente a relação funcional entre os diferentes subsistemas e conjuntos, permitindo a quem o observa identificar rapidamente as funções dos diferentes subsistemas ou conjuntos e a sua relação funcional [9,10].

Na figura 31 pode-se observar o diagrama de blocos funcional de um Aeroarrefecedor. Pela análise do diagrama verifica-se que entra energia eléctrica para o motor eléctrico e que este por sua vez transforma em energia mecânica através de uma potência imposta ao seu

veio, de seguida o conjunto transmissão faz com que ocorra uma redução da velocidade, velocidade essa que permite a rotação do ventilador, permitindo a sucção do ar, que por sua vez vai arrefecer os tubos do permutador por onde passa um determinado produto, que é assim arrefecido, ou seja, os outputs do nosso sistema serão o produto arrefecido e ar quente.

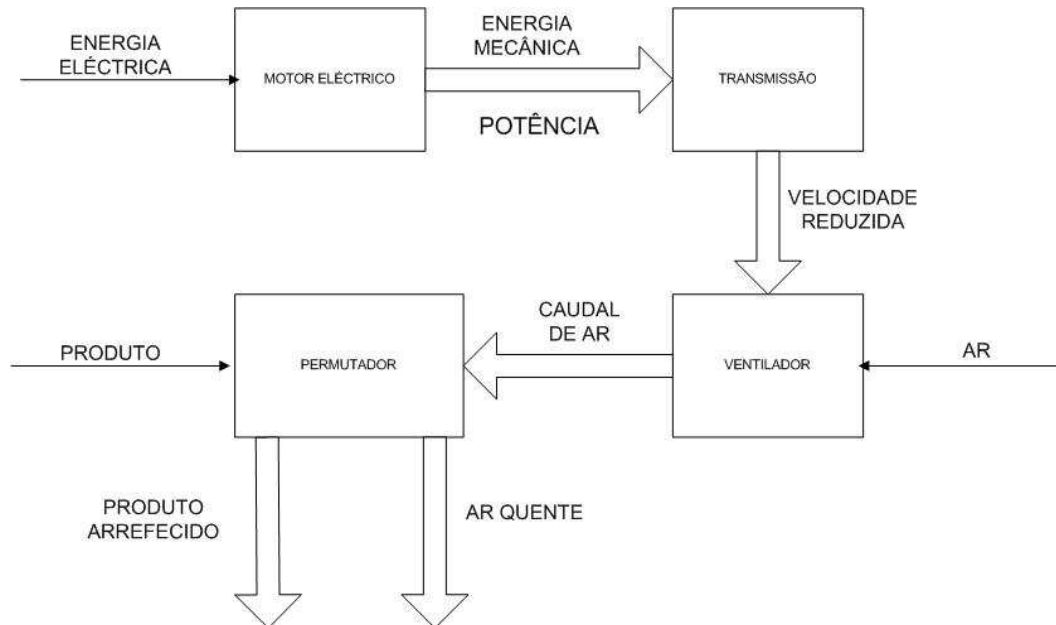


Figura 31 - Diagrama de blocos funcional do Aeroarrefecedor

3.5 Realização da análise FMEA

A sigla FMEA (*Failure Mode and Effects Analysis*) traduz-se como sendo a Análise dos Modos de Falha e seus Efeitos. O FMEA é um método qualitativo de análise de fiabilidade que envolve o estudo dos modos de falhas que podem existir para cada componente, e a determinação dos efeitos de cada modo de falha sobre os outros componentes e sobre a função específica do conjunto [11].

Um dos requisitos para a utilização da ferramenta é que se tenha total conhecimento do que são: modos de falha, causas e efeitos [11].

Modo de falha representa a forma como o componente pode falhar. Geralmente descreve a forma como a falha ocorre ou seja a maneira como o componente em estudo deixa de executar a sua função ou desobedece às especificações. O modo de falha é uma propriedade inerente a cada componente, visto que cada componente tem suas características particulares como a sua função, o ambiente de trabalho em que está inserido, os materiais que o constituem e as suas propriedades de fabrico. De referir que um mesmo componente pode ter diferentes modos de falha [11].

Os efeitos do modo de falha são os resultados produzidos quando estes vêm a ocorrer, são as consequências que o modo de falha tem na operação, função ou estado de um

componente. O modo de falha ocorre internamente, ao nível dos componentes e subcomponentes, podendo provocar efeitos no sistema ao nível global [11].

As causas do modo de falha são os motivos que levaram o modo de falha a ocorrer, podem ser devido a factores ambientais, a erros humanos, ou devido ao próprio componente, ou seja, as causas são processos químicos ou físicos, defeitos de projecto, defeitos de fabrico ou outros processos que conduzem á falha ou que iniciam o processo físico de deterioração que conduz á falha [11].

Deve-se ter em mente que, um modo de falha é uma anomalia que ocorre ao nível do componente e um efeito ocorre ao nível do sistema.

A relação entre modo de falha e efeito pode tornar-se uma ajuda muito importante para uma análise de fiabilidade e também para os procedimentos de manutenção a serem adoptados no sistema, no entanto é difícil associar sistematicamente um efeito a um determinado modo de falha já que diferentes modos de falha podem manifestar-se da mesma maneira, ou seja, apresentam o mesmo efeito [11].

Com base nas análises feitas sobre os modos de falha e seus efeitos, são tomadas medidas no sentido de melhorar o desempenho de determinado equipamento. O material de estudo englobado pelo FMEA tem como função servir como uma ferramenta na previsão de falhas e auxiliar no desenvolvimento/análise de um determinado equipamento [11].

O FMEA, por ter nele registadas falhas que ocorreram ao longo dos tempos, pode evitar que problemas passados venham a ocorrer novamente contribuindo assim para uma contínua melhoria da prestação do equipamento [11].

Através do maior conhecimento a respeito das falhas que o FMEA nos proporciona, facilita a análise dos componentes que influenciam no rendimento do sistema.

A metodologia FMEA visa assim responder às seguintes questões [11]:

- De que forma pode o componente ou a peça falhar? (Modos de falha)
- O que pode causar esses modos de falha? (Causas da falha)
- Que efeitos provocam no sistema e nos subsistemas esses modos de falha? (efeitos da falha)

Para proceder á análise FMEA foram realizados nesta etapa dois quadros FMEA: um quadro que possui uma FMEA Teórica e outro quadro que possui uma FMEA Real.

Numa primeira abordagem á análise FMEA aplicada ao nosso sistema averiguou-se quais as falhas mais comuns que os Aeroarrefecedores costumavam apresentar recorrendo para tal análise a pesquisas bibliográficas, na internet e em empresas do ramo de forma a saber quais os modos de falha mais comuns, possíveis causas para essas falhas e respectivos efeitos no Aeroarrefecedor. Como tal desenvolveu-se um quadro FMEA Teórica que está presente no anexo B (tabela 29 a 33).

Posteriormente desenvolveu-se um quadro FMEA Real. Este quadro foi desenvolvido porque alguns modos de falha que estavam presentes na FMEA Teórica nunca ocorreram nos Aeroarrefecedores da Unidade 3000. Para além disso persistiram dúvidas no enquadramento

que devia ser dado a determinadas falhas que ocorreram nos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 nos modos de falha da FMEA Teórica optando-se assim pela realização desta FMEA Real. Para a elaboração dos modos de falha, respectivas causas e efeitos da FMEA Real foram analisados todos os relatórios de inspecção realizados pelo departamento de fiabilidade entre o ano de 2003 e 2009 assim como todas as intervenções realizadas nos Aeroarrefecedores no mesmo período registadas no software de gestão empresarial SAP (anexo B, tabela 38). O quadro FMEA Real está no anexo B (tabelas 34 a 37), e é com base nos modos de falha presentes neste quadro que continuaremos com o nosso estudo. De seguida é apresentada na tabela seguinte uma parte dessa FMEA Real correspondente ao conjunto do motor eléctrico.

Tabela 1 - Exemplo de uma parte da FMEA Real, correspondente ao conjunto motor eléctrico

Sistema ou Componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Motor eléctrico	Transformação de energia eléctrica em energia mecânica para efectuar o accionamento	Rolamentos danificados	Falta de lubrificação	Produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Lubrificante inadequado			
			Desgaste por partículas abrasivas, corrosão e humidade			
			Desgaste por vibração			
			Montagem incorrecta			
			Sobrecarga			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
			Cargas irregulares concentradas			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
		Falha desconhecida com paragem do Motor eléctrico	Desconhecida provocando a paragem do motor eléctrico	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Falha nos dispositivos de protecção e controlo motor eléctrico	curto-circuito nos condutores	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			curto-circuito no motor			
			Terminais ligados incorrectamente			
			Falha de terra no motor			
			Sobrecarga elevada			
		Variador de velocidade danificado	Regulação incorrecta do conversor de frequência	Accionamento deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Oscilações da amperagem	Correia mal tensionada	Accionamento deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Tampa do ventilador degradada	Corrosão	Diminuição do tempo de vida do motor	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			
		Carcaça degradada	Corrosão	Diminuição do tempo de vida do motor	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			

3.6 Realização da árvore de falhas (FTA)

A FTA (*Fault Tree Analysis*) é outra técnica usada na Análise de condição da Falha. Desde a sua introdução em 1961, a FTA tornou-se uma das principais técnicas para avaliação da fiabilidade dos sistemas, sendo largamente utilizada em todos os sectores industriais onde a fiabilidade dos sistemas envolvidos é de fundamental importância para uma operação segura e eficiente [12].

A FTA consiste na construção de um diagrama lógico estruturado (árvore de falhas), através de um processo dedutivo que, partindo de um evento indesejado pré-definido, procura as possíveis causas de tal evento. O processo continua procurando-se as sucessivas combinações de falhas dos componentes até se atingir as chamadas falhas básicas (ou eventos básicos da árvore de falhas), as quais constituem o limite de resolução da análise. O evento indesejado é chamado de “evento topo” da árvore [12].

A FTA é uma representação gráfica para identificar como as combinações dos chamados eventos básicos, podem conduzir a um resultado não desejado. Fornece uma estrutura com a qual se pode considerar a probabilidade de ocorrência dos eventos básicos. Isto pode ser útil quando se pretende avaliar como a probabilidade do evento de topo é afectada pela probabilidade de ocorrência dos eventos básicos. A hipótese é que uma vez que se tenha razoável ideia a respeito da probabilidade de ocorrência dos eventos que contribuem para a ocorrência do evento de topo, deve-se ter uma melhor ideia a respeito do que analisar na tomada de decisão e acção correctiva que se apresente [12].

A FTA constitui uma ferramenta auxiliar do FMEA, oferecendo, nomeadamente as seguintes funcionalidades [13]:






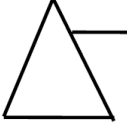
- Organização do pensamento (quer na análise da causa da falha, quer na síntese da correcção correctiva ou da intervenção preventiva);
- Relevância dos pontos fracos e das variáveis que concorrem para aqueles, facilitando decisões de melhoria de fiabilidade (alterando a concepção ou especificando um programa de inspecção);
- Disponibilização de uma “ Árvore de Detecção de Avarias” (ou de troubleshooting) para uso, como e quando necessário, na operação e manutenção do sistema.

Na sua aplicação mais geral, a FTA é qualitativa e quantitativa [13]:

- Qualitativa, pois relaciona logicamente os eventos que tomam parte do processo de falha. Para tal, usamos a simbologia comum dos círculos lógicos e da Algebra de Boole (para simplificação das árvores);
- Quantitativa, pois é indicada em cada evento a correspondente probabilidade de falha, o que vai permitir a realização de cálculos de fiabilidade dos subconjuntos e do próprio sistema.

A construção da FTA é feita através da utilização de nomenclatura e simbologia própria [12], a qual é formada por dois tipos principais de símbolos: os eventos e os portões lógicos. De seguida são enunciados os eventos e portões lógicos mais frequentemente utilizados na construção das árvores de falhas.

Tabela 2 - Eventos e Portões lógicos utilizados na FTA

	Caixa de texto de um evento básico
	Caixa de texto de um evento intermediário ou de topo
	Porta lógica “E”
	Porta lógica “Ou”.
	Evento de transferência para dentro
	Evento de transferência para fora

Um evento básico corresponde tipicamente a um evento de falha de um componente ou a um erro humano, para o qual, de um modo geral, o analista dispõe de dados básicos de falhas (taxa de falhas, tempo médio de reparo, etc). Representa o final do processo de análise dedutiva, formando, assim, a base da FTA [12].

Um evento intermediário ou de topo ocorre porque uma ou mais causas antecedentes agem através das portas lógicas [12].

Na porta lógica “E” o evento de saída ocorre se todos os eventos de entrada ocorrerem. Na presença desta porta lógica para calcular a probabilidade de ocorrência do evento de saída multiplicam-se as probabilidades dos eventos de entrada [12].

Na porta lógica “Ou” o evento de saída ocorre somente se um ou mais eventos de entrada ocorrerem. Na presença desta porta lógica para calcular a probabilidade do evento de saída somam-se as probabilidades dos eventos de entrada [12].

A utilização de um evento de transferência para dentro indica que a árvore será devolvida posteriormente no correspondente evento de transferência para fora [12].

A utilização de um evento de transferência para fora indica que esta parte da árvore será anexada ao correspondente evento de transferência para dentro [12].

A análise das árvores de falha deve ser realizada a partir das informações dos eventos de base, isto é, através das probabilidades ou taxas de falhas dos eventos de base. Assim, conhecendo as probabilidades ou as taxas de falhas dos eventos de base é possível determinar as probabilidades ou taxas de falhas dos eventos intermédios e consequentemente do evento de topo, somando-as ou multiplicando-as, de acordo com a porta lógica de cada evento [12].

Nesta etapa procedeu-se á realização da árvore de falhas para um Aeroarrefecedor da Unidade 3000.

Na figura 32 apresenta-se a base principal da FTA e no anexo B (figuras 82 a 87) encontram-se as restantes partes da FTA.

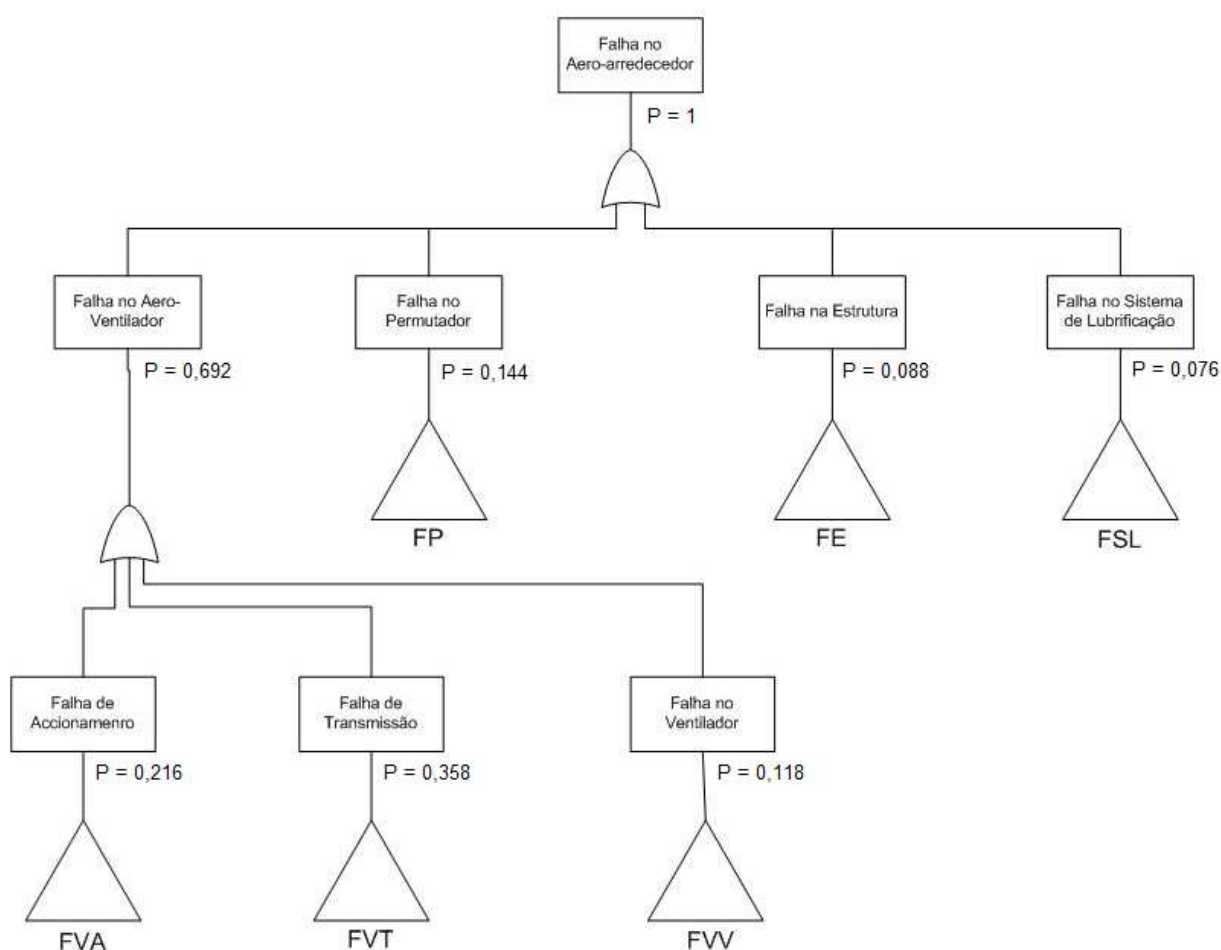


Figura 32 - Árvore de falhas de um Aeroarrefecedor da Unidade 3000

3.7 Definição dos critérios de severidade, ocorrência e detectabilidade para o sistema

Esta etapa consiste em definir os critérios de severidade, ocorrência e detectabilidade para o sistema e todos os seus subsistemas.

Classificamos assim severidade como sendo a gravidade do efeito de um modo de falha nos níveis superiores dos conjuntos e nos sistemas ou operadores, a ocorrência como sendo o número relativo de falhas de um determinado componente, a detectabilidade como sendo a medida da capacidade para a identificação de possíveis avarias dos componentes antes de estas ocorrerem [9].

Assim, para definir os critérios de severidade é necessário conhecer a gravidade dos efeitos dos modos de falha no sistema e nos diferentes níveis hierárquicos em que este se encontra dividido, bem como a gravidade dos efeitos nos seus operadores [9].

Os critérios de ocorrência são, geralmente definidos de acordo com a probabilidade de falha, porque esta representa o número relativo de falhas dos componentes. Assim, é muito importante ter dados fiabilísticos suficientes do sistema que está a ser analisado [9].

Para estabelecer os critérios de detectabilidade é muito importante verificar se existe, por parte do controlo da máquina e/ou do operador, a capacidade de detectar a existência de uma falha antes de esta ocorrer [9].

Com base nas definições dadas para a severidade e ocorrência, são de seguida definidos os critérios de severidade e ocorrência para o nosso sistema. Quanto aos critérios de detectabilidade não foi possível a sua definição por não haver informação suficiente sobre o modo de como eram detectadas as falhas.

Para a definição da severidade baseou-se no grau de gravidade que os efeitos de cada modo de falha particular provocam no correcto funcionamento do Aeroarrefecedor, e da maneira como afectam o rendimento do mesmo, como tal definiram-se 3 níveis de severidade.

Os níveis de severidade considerados e a sua descrição estão indicados na tabela 3.

Tabela 3 - Níveis de Severidade definidos e respectiva descrição para o Aeroarrefecedor

Severidade	Descrição	Nível
Pouco Crítico	Falha que não afecta a performance e a eficiência do Aeroarrefecedor para além de limites aceitáveis, o produto á saída do Aeroarrefecedor apresenta sensivelmente a temperatura desejada.	1
Crítico	Falha que afecta a performance e a eficiência do Aeroarrefecedor para além de limites aceitáveis, o produto á saída do Aeroarrefecedor não apresenta a temperatura desejada.	2
Muito Crítico	Falha que provoca a paragem do Aeroarrefecedor, levando a que o produto deixe de ser arrefecido.	3

Para a definição de ocorrência o critério utilizado foi a taxa de falhas, porque esta reflecte a frequência com que os diferentes componentes falham, permitindo assim uma definição clara e objectiva da ocorrência.

A taxa de falhas foi calculada com base no histórico de falhas disponibilizado tanto pelos relatórios de inspecção como pelo *SAP* entre Janeiro de 2003 e Junho de 2009, ou seja, num período de 6 anos e 6 meses. Na tabela 4 apresentam-se os níveis de ocorrência considerados e a sua descrição.

Tabela 4 - Níveis de Ocorrência definidos e respectiva descrição para o Aeroarrefecedor

Ocorrência	Descrição	Nível
Remota	Taxa de falhas inferior ou igual a 0,05/ano	1
Ocasional	Taxa de falhas superior a 0,05/ano e inferior ou igual a 0,1/ano	2
Provável	Taxa de falhas superior a 0,1/ano e inferior ou igual a 0,3/ano	3
Muito Provável	Taxa de falhas superior a 0,3/ano e inferior ou igual a 0,5/ano	4

3.8 Realização da matriz de criticidade

A realização da matriz de criticidade insere-se no contexto da segurança e análise risco. Por definição, a segurança é a ausência de risco não aceitável. A gestão da segurança visa reduzir ou eliminar os factores de risco de acidente que possam causar dano a pessoas e bens. Assim, a segurança é uma característica do equipamento que deve ser possível medir durante as fases do programa de ciclo de vida do equipamento [9].

Os conceitos técnicos de segurança são baseados no conhecimento do conjunto de situações potencialmente perigosas do sistema e da característica de cada situação perigosa em termos de frequência e gravidade das suas consequências [9].

Para que a análise de risco seja possível deve-se definir, numa primeira fase, em termos qualitativos, as categorias tipo de probabilidade de ocorrência ou de frequência de acontecimentos potencialmente perigosos e a descrição de cada categoria para um dado sistema [9].

Seguidamente, as consequências das situações potencialmente perigosas devem ser analisadas para se estimar o seu impacto provável.

Após definidos os níveis de ocorrência e severidade, é possível fazer uma avaliação do risco. Esta avaliação é feita pela combinação da frequência da ocorrência de um acontecimento potencialmente perigoso com a severidade das suas consequências determinando assim o nível de risco resultante dum acontecimento potencialmente perigoso.

Assim, para o cálculo do nível de risco utiliza-se a relação descrita a seguir:

$$\text{Nível de risco} = \text{Nível de ocorrência} \times \text{Nível de severidade} \quad (3.1)$$

Na Tabela 5 exemplifica-se a definição das categorias do risco e as acções aplicáveis em cada categoria para o equipamento em estudo neste trabalho.

Tabela 5 - Definição das categorias de risco

Categoria de risco	Acções a aplicar em cada categoria
Desprezável [1-3]	Risco desprezável
Tolerável [4-6]	Risco aceitável
Intolerável [7-12]	Risco deve ser eliminado

Com o cálculo do nível de risco e a definição das categorias do risco é possível construir a matriz criticidade e caracterizar cada uma das suas células. Na tabela 6 pode-se observar a matriz criticidade construída para o equipamento em análise neste trabalho.

Tabela 6 - Matriz criticidade considerada

Severidade	Probabilidade de Ocorrência			
	Remota (1)	Ocasional (2)	Provável (3)	Muito Provável (4)
Pouco Crítico (1)	Desprezável (1)	Desprezável (2)	Desprezável (3)	Tolerável (4)
Crítico (2)	Desprezável (2)	Tolerável (4)	Tolerável (6)	Intolerável (8)
Muito Crítico (3)	Desprezável (3)	Tolerável (6)	Intolerável (9)	Intolerável (12)

Através da análise da matriz criticidade é possível identificar os modos de falha que devem ser analisados, ou seja, os que figuram na matriz criticidade com tendo risco intolerável. Após a identificação desses modos de falha é necessário tentar perceber que componentes podem intervir nesses modos de falha de forma a corrigir esses modos de falha para que o funcionamento e rendimento do componente ou sistema possa ser otimizado.

Para a realização da matriz de criticidade do nosso sistema utilizaram-se os modos de falha contidos na FMEA Real, assim como os níveis de severidade e ocorrência previamente definidos. Torna-se assim possível proceder a uma análise de risco. Na tabela 7 encontram-se classificados os modos de falhas da FMEA Real, podendo-se observar a classe de risco a que pertencem e assim saber quais os prioritários na nossa análise.

Tabela 7 - Matriz criticidade para o Aeroarrefecedor

Severidade	Probabilidade de Ocorrência			
	Remota	Ocasional	Provável	Muito Provável
Pouco Crítico	TLME,DCIL,ESME	CMD	TVD,RPSD,GD,FB,SD	
Crítico	AO,FECR,PS,AI,VED	TLD	PCPD,CMT,CCD,VVD,AME	PMPD,CD,RD
Muito Crítico	FD,FT	FDPC,CP	PPD	

De seguida são enunciados os modos de falha existentes com as respectivas siglas:

- AI – Ângulo das pás incorrecto
- AME – Alhetas em mau estado
- AO – Amperagem com oscilações
- CCD – Conjunto de chumaceiras danificadas
- CD – Correia desgastada
- CMD – Carcaça do motor eléctrico degradada
- CMT – Correia mal tensionamento
- CP – Correia partida
- DCIL – Desgaste da chapa intermédia longitudinal
- ESME - Estrutura suporte do motor eléctrico degradada
- FB – Fuga no bujão
- FD – Falha desconhecida
- FDPC – Falha de dispositivos de protecção e controlo
- FECR – Falha na equilibragem do conjunto rotativo
- FT – Fuga na tubagem
- GD – Grasseurs danificados
- PCPD – Polia conduzida partida ou danificada
- PMPD – Polia motora partida ou danificada
- PPD – Pás partidas ou danificadas
- PS – Pás soltas
- RD – Rolamentos danificados
- RPSD – Rede de protecção solta ou danificada
- SD – Saias degradadas
- TLD – Tubo de lubrificação danificado
- TLME – Travessas e longarinas em mau estado
- TVD – Tampa do ventilador degradada
- VED – Veio do ventilador empenado ou desgastado
- VVD – Variador de velocidade danificado

Da análise da matriz criticidade verifica-se que os modos de falha que apresentam um risco “intolerável” são:

- Polia motora partida ou danificada (PMPD)
- Correia desgastada (CD)
- Pás partidas ou danificadas (PPD)
- Rolamentos danificados (RD)

Os conjuntos aos quais estes modos de falha estão directamente associados são o motor eléctrico, a transmissão e o ventilador, como tal será principalmente nestes conjuntos que se deverá proceder a uma melhoria da sua fiabilidade com o objectivo de se reflectir numa melhoria do rendimento do Aeroarrefecedor.

Para uma melhor compreensão dos modos de falha que apresentam uma maior ocorrência observe-se a figura 33 que contem o número de falhas por modo de falha dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 resultado da contabilização efectuada.

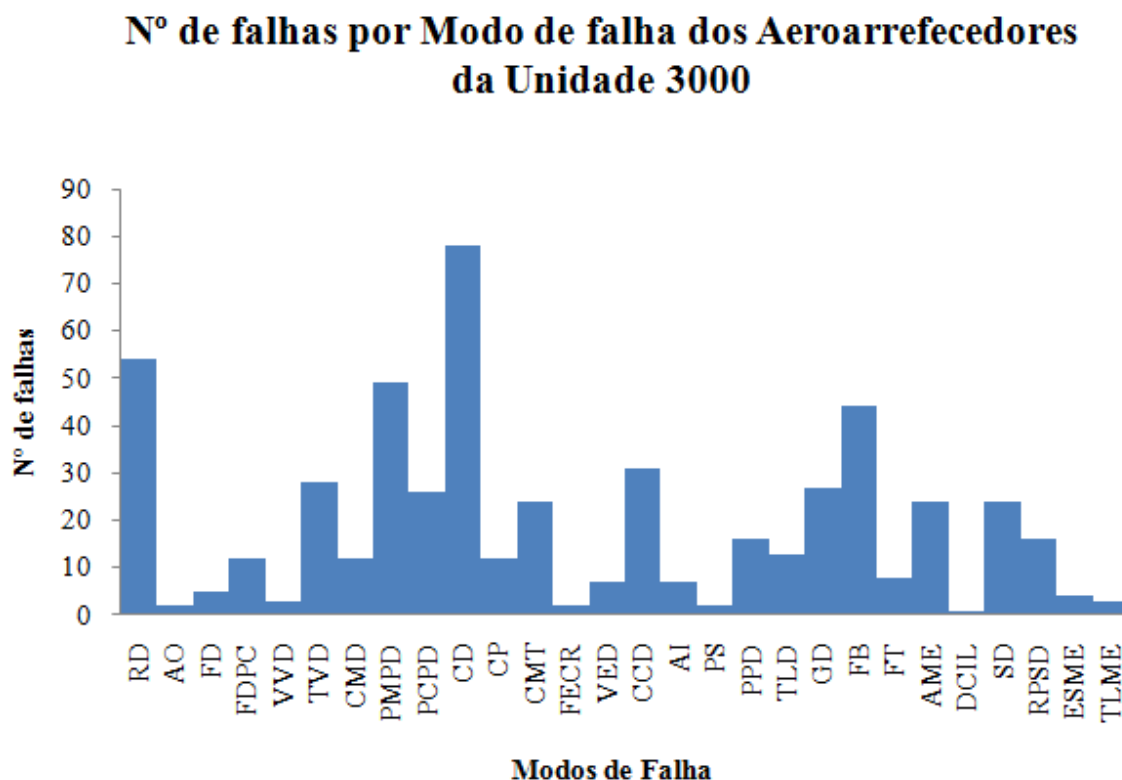


Figura 33 - Nº de falhas por Modo de falha dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000

Na figura 34 demonstra-se o número de falhas por Aeroarrefecedor da Unidade 3000.

Verifica-se que existem Aeroarrefecedores com metade das falhas de outros Aeroarrefecedores, no entanto não é possível chegar a conclusões para justificar essa situação visto que não nos foi fornecido o tempo em que cada Aeroarrefecedor esteve em

funcionamento ao longo dos 6 anos e meio, já que o número de falhas que cada Aeroarrefecedor tem está directamente ligado ao tempo em que cada um esteve em funcionamento.

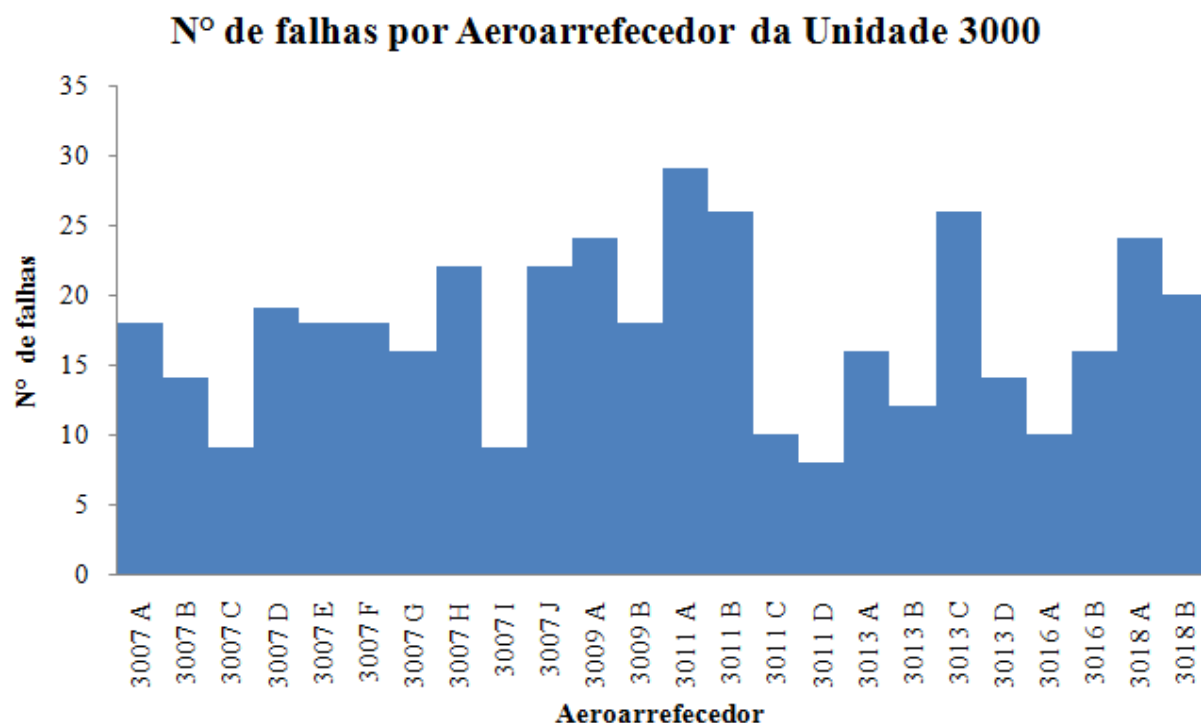


Figura 34 - Nº de falhas por Aeroarrefecedor da Unidade 3000

Procede-se no próximo capítulo a um estudo de eventuais soluções a aplicar aos Aeroarrefecedores de modo a minimizar os efeitos que os modos de falha críticos provocam no sistema.

4 Propostas para a optimização dos Aeroarrefecedores

Neste capítulo procede-se ao estudo de eventuais melhorias a realizar nos Aeroarrefecedores da Unidade 3000, estendendo sempre que possível essas propostas aos restantes Aeroarrefecedores presentes na Refinaria. Como tal no capítulo 4.1 averigua-se qual poderá ser a causa para as falhas constantes dos rolamentos do motor eléctrico, no capítulo 4.2 estuda-se novas propostas para o controle da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores, no capítulo 4.3 avalia-se qual o processo que deve ser utilizado para realizar o tensionamento das correias assim como a alteração para correias dentadas, no capítulo 4.4 estuda-se que componentes deverão ser introduzidos no ventilador de forma a aumentar a produção do caudal de ar e por último no capítulo 4.5 analisam-se novas soluções para aumentar a transferência de calor que ocorre no permutador.

4.1 Rolamentos do motor eléctrico

De forma a averiguar quais as principais causas para os rolamentos do motor eléctrico aparecerem danificados optou-se por efectuar as seguintes verificações:

- Determinar o tempo de vida útil dos rolamentos de forma a analisar se a falha ocorria devido ao excesso de tempo em que os rolamentos estavam em funcionamento ou se por outro lado a falha ocorria antes do tempo de vida útil esperado (capítulo 4.1.1).
- Obter o desalinhamento existente no rolamento mais crítico de forma a ver se o mesmo está dentro dos limites máximos aconselhados pela SKF (capítulo 4.1.2).
- Averiguar se o lubrificante actualmente utilizado assim com a quantidade do mesmo inserida e os respectivos intervalos de relubrificação seriam os mais correctos (capítulo 4.1.3).

4.1.1 Vida útil

Verificou-se que haviam rolamentos do motor eléctrico da Unidade 3000 que apresentavam um tempo de vida útil de 2 anos e que na melhor das hipóteses existiam rolamentos em que esse tempo de vida útil era estendido para os 5 anos, como tal optou-se por analisar qual o tempo de vida útil que seria esperado os rolamentos terem mediante as actuais condições de serviço.

A metodologia de cálculo utilizada para determinar o tempo de vida útil dos rolamentos foi baseada no catálogo para transmissões de correias trapezoidais da empresa *Optibelt* [14] e é enunciada de seguida.

1. Factor de serviço K_s

Este factor de serviço K_s , é função do tipo de máquinas motora e movida e das condições de serviço e de carga, efectuando-se a sua escolha normalmente a partir de tabelas incluídas nos catálogos dos fabricantes. No caso dos Aeroarrefecedores utilizados na indústria petrolífera estes são regulados pela norma API 661 [15], que indica que para o caso de correias trapezoidais devem ter um K_s de 1,4.

2. Potência de cálculo P_c

$$P_c = P \cdot K_s \quad (4.1)$$

3. Calcular os esforços induzidos no veio pela transmissão na situação dinâmica

Através das seguintes equações:

$$T_d = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \cos \beta} \quad (4.2)$$

$$T_1 = \frac{1020 \cdot P_c}{c_1 \cdot v} \quad (4.3)$$

$$T_2 = \frac{1000 \cdot (1,02 - c_1) \cdot P_c}{c_1 \cdot v} \quad (4.4)$$

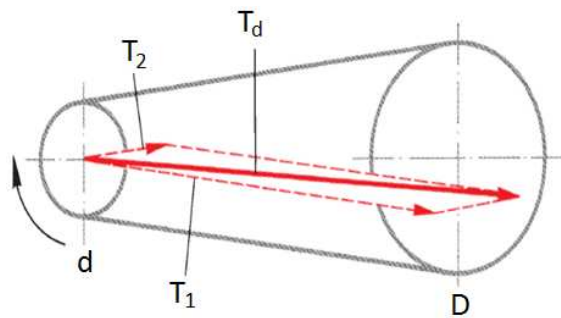


Figura 35 - Representação dos esforços induzidos no veio pela transmissão na situação dinâmica

Pelo quadro que consta no anexo C (tabela 39) retiramos c_1 e β .

A velocidade linear da correia é obtida através da seguinte expressão:

$$v = \frac{d \cdot n}{19100} \quad (4.5)$$

De referir que a velocidade máxima permitida para correias trapezoidais é de 55 m/s.

4. Forças radiais e axiais dos rolamentos

Sabendo os esforços induzidos no veio pela transmissão na situação dinâmica podemos obter as cargas radiais a que cada rolamento do motor eléctrico está sujeito através de um somatório de forças e momentos.

5. Tempo de vida útil dos rolamentos

Para averiguar o tempo de vida útil dos rolamentos utiliza-se o “*Calculations*” que é uma ferramenta de cálculo presente no site do SKF [16] que nos permite retirar o valor de L_{10} , permitindo assim aplicar a equação 4.6 que nos permite determinar o tempo de vida útil de cada rolamento.

$$L_{10} = \frac{n \cdot 60 \cdot v_u}{10^6} \quad (4.6)$$

4.1.1.1 Aplicação aos Aeroventiladores 3018

Verificou-se que na Unidade 3000 existiam motores eléctricos de potências de 18,4 KW e 22 KW. Sabe-se que os rolamentos do motor eléctrico estão sujeitos a maiores solicitações quanto maior for a potência do motor, como tal foi escolhido para análise os Aeroventiladores em que o accionamento fosse realizado por motores de 22 KW, recaindo a escolha para os motores eléctricos dos Aeroventiladores 3018.

Apresentam-se de seguida os dados referentes ao motor eléctrico, sistema de transmissão e rolamentos utilizados. De referir que os rolamentos utilizados são rolamentos rígidos de esferas de uma carreira, mais precisamente os 6310.

Tabela 8 - Dados referentes ao motor eléctrico e sistema de transmissão

P (Kw)	n (rpm)	c (mm)	D (mm)	d (mm)	a (mm)	b (mm)
22	1450	1100	800	180	376	100

Tabela 9 - Dados do Rolamento 6310

rolamento 6310	D _r (mm)	d _r (mm)	B (mm)	C _r (kN)
	110	50	27	65

Seguindo o procedimento previamente descrito no capítulo 4.1.1. obtemos os seguintes resultados:

Tabela 10 - Resultados obtidos para o Aeroventilador 3018

K _s	P _c (Kw)	c ₁	β(°)	v (m/s)	T ₁ (N)	T ₂ (N)	T _d (N)
1,4	30,8	0,98	147	13,66	2346	92	2386

Apresenta-se agora o diagrama de corpo livre do veio (figura 36) que nos permite calcular as forças radiais exercidas nos rolamentos.

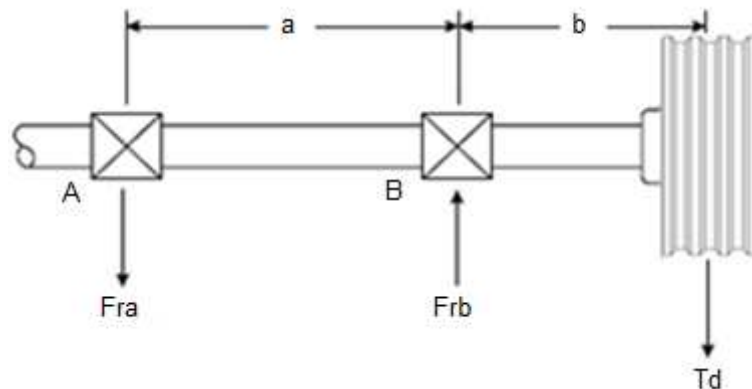


Figura 36 - Diagrama de corpo livre do veio do motor eléctrico

Obtendo-se assim

$$Fr_A = 635 \text{ N} \quad Fr_B = 3020 \text{ N}$$

Ambos os rolamentos estão sujeitos a uma força axial de cerca de 150 N correspondente ao peso da polia e do veio do motor eléctrico, no entanto este valor não tem influência no cálculo do tempo de vida útil dos rolamentos.

Pode-se a partir de agora obter o tempo de vida útil para os rolamentos do motor eléctrico dos Aeroventiladores 3018.

Tabela 11 - Vida útil dos rolamentos dos Aeroventiladores 3018

Rolamento	Vida útil (anos)
A	1417
B	13

Visto que os rolamentos da unidade 3000 duram entre 2 a 5 anos e o seu tempo de vida útil esperado é de 13 anos (no caso do rolamento mais solicitado), constata-se assim que o tempo de vida que os rolamentos possuem na realidade é muito inferior ao esperado, podendo o problema ser devido ao desalinhamento ou lubrificação dos mesmos como veremos de seguida, no entanto podem existirem outras causas.

4.1.2 Desalinhamento

Os desalinhamentos angulares entre o veio e a caixa do rolamento ocorrem quando determinadas cargas provocam um momento flector no veio, ou quando não há concentricidade entre o veio e os rolamentos [18].

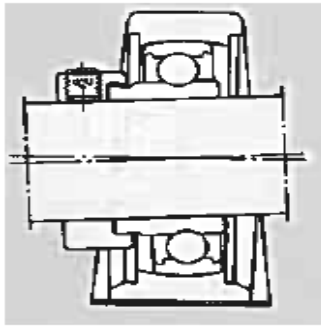


Figura 37 - Desalinhamento angular [18]

Os rolamentos rígidos de uma carreira de esferas possuem capacidade muito limitada para absorver erros de alinhamento. O desalinhamento angular admissível entre os anéis interno e externo, o qual não produzirá tensões adicionais admissíveis no rolamento, depende da folga interna radial do rolamento em funcionamento, do seu tamanho, da sua construção interna e das forças e momentos que actuam sobre o mesmo. Devido á complexa relação existente entre estes factores não é possível fornecer valores exactos do desalinhamento permissível, porém, em condições normais de funcionamento, pode-se dizer que o rolamento pode suportar um desalinhamento máximo entre os 2 e 10 min angulares. Verifica-se que desalinhamentos entre os anéis de um rolamento, causam um aumento apreciável do nível do ruído quando o rolamento está em funcionamento. Maiores desalinhamentos que os aqui referenciados submetem as esferas e pistas a intensas e inaceitáveis cargas, diminuindo a vida do rolamento [18].

De forma a verificar se o rolamento 6310 do apoio B que é o mais solicitado teria problemas de desalinhamento fomos verificar o valor de desalinhamento angular existente nesse rolamento. Como tal para determinar o valor do desalinhamento utilizamos o Teorema da carga unitária que é de seguida enunciado assim como a respectiva equação.

Teorema da carga unitária

“Num corpo deformável o deslocamento de um ponto P na direcção d_j é dado pela variação da energia complementar de deformação associada á aplicação de uma carga virtual δQ_j constituída pela solicitação de unitária d_j ” [17].

$$d_j = \int \frac{N\bar{N}}{EA} dL + \int \frac{M\bar{M}}{EI_z} dL + \int \frac{V\bar{V}}{GA_r} dL + \int \frac{M_t\bar{M}_t}{GI_p} dL \quad (4.7)$$

Em que N, M, V e M_t são as cargas reais e $\bar{N}, \bar{M}, \bar{V}, \bar{M}_t$ as cargas unitárias.

Verifica-se que para poder calcular a equação 4.7 é necessário determinar os diagramas de esforços devido á carga real e devido á carga unitária, recorrendo para tal ao método das secções.

O cálculo do integral $\int \frac{M\bar{M}}{EI_z} dL$ é obtido através do método Bonfim Barreiros (ver anexo C, tabela 40) [17].

4.1.2.1 Aplicação aos Aeroventiladores 3018

Mediante o procedimento previamente referido no capítulo 4.1.2. determinou-se o desalinhamento que ocorre no rolamento 6310 (apoio B) dos motores eléctricos dos Aeroventiladores 3018. De seguida apresentam-se os diagramas dos momentos flectores devido á carga real e á carga unitária.

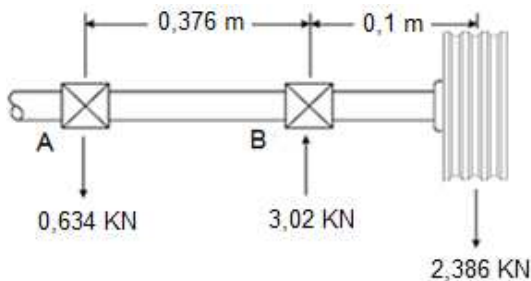


Figura 38 - Diagrama de corpo livre das cargas reais

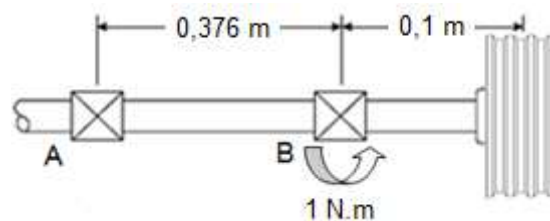


Figura 39 - Diagrama de corpo livre da carga unitária

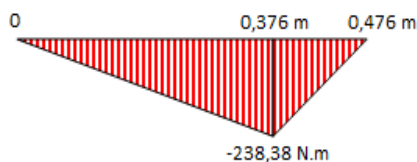


Figura 40 - Diagrama dos Momentos Flectores devido á carga real

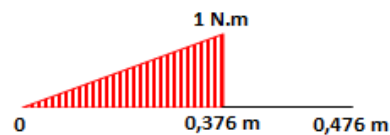


Figura 41 - Diagrama de Momentos Flectores devido á carga unitária

Através da equação 4.7 e dos diagramas dos momentos flectores devido às cargas reais e á carga unitária obtivemos o seguinte valor do desalinhamento no apoio B:

$$\theta_B = 0,6 \text{ min angulares}$$

Verifica-se assim que o valor do desalinhamento obtido para o rolamento B, que dos dois rolamentos presentes no motor eléctrico é aquele que apresenta maior desalinhamento, não ultrapassa os 10 min angulares que a SKF define como valor máximo para este tipo de rolamentos.

Logo conclui-se que estando a correia correctamente tensionada o tempo de vida dos rolamentos não será reduzido devido a problemas de desalinhamento.

4.1.3 Lubrificação dos rolamentos

4.1.3.1 Características dos lubrificantes

Para que os rolamentos apresentem um índice de fiabilidade elevado, eles deverão estar adequadamente lubrificados para evitar o contacto directo de metal com metal entre os corpos rolantes, pistas e gaiolas. O lubrificante também inibe o desgaste e protege as superfícies do rolamento contra corrosão. A escolha de um lubrificante e de um método de lubrificação adequados para cada aplicação de rolamentos é, portanto, importante, assim como uma manutenção correcta [18].

A escolha de um lubrificante depende principalmente das condições operacionais, ou seja, da faixa de temperatura de funcionamento e das velocidades, bem como da influência do ambiente em redor do rolamento e da carga a que o rolamento está sujeito [18].

O lubrificante á medida que o tempo passa perde gradualmente as suas propriedades de lubrificação como resultado do trabalho mecânico produzido, do envelhecimento e do acumular de partículas contaminantes. Portanto para que se mantenham as melhores propriedades do lubrificante possíveis, é necessário que o lubrificante seja reabastecido ou renovado em intervalos regulares [18].

Normalmente utilizam-se dois tipos de lubrificante que são os óleos e as massas lubrificantes. As massas lubrificantes são mais vantajosas que os óleos por aderir mais facilmente ao rolamento, especialmente quando os eixos estão inclinados ou estão na vertical, o que é o que acontece na Unidade 3000 e contribuem também para vedar o rolamento em relação a contaminantes, humidade e água e necessitam de uma menor frequência de lubrificação das peças móveis [18].

Um excesso de lubrificante causará um rápido aumento na temperatura de trabalho, particularmente em altas velocidades [18].

As massas lubrificantes são óleos minerais ou sintéticos adicionados a um agente espessante, normalmente sabões metálicos [18]. As massas lubrificantes mais comuns utilizam sabão de cálcio, de sódio ou de lítio.

As massas de sabão de lítio apresentam excelentes propriedades de extrema pressão, são resistentes ao choque, ao calor e á água. Para além disso estas massas apresentam uma excelente resistência a vibrações e possuem uma boa resistência á ferrugem quando são aditivadas. O seu ponto de funcionamento situa-se entre os 70 e 150°C e o ponto de gota é em torno dos 180°C. As massas que utilizam sabão de lítio são particularmente adequadas para a lubrificação de rolamentos.

A consistência indica o grau de rigidez de uma massa lubrificante e depende basicamente do tipo e quantidade de espessante utilizado. A consistência é especificada segundo a escala do “*National Lubricating Grease Insitute*” (NLGI) dos EUA e é baseada no grau de penetração de um cone padrão na massa lubrificante, a uma temperatura controlada durante 5 segundos. Quanto menos espessa for uma massa lubrificante, maior será a

penetração e menor o índice NLGI. As massas lubrificantes utilizadas nos rolamentos possuem um índice de NLGI de 1,2 ou 3. Massas de lubrificantes com um índice de NLGI de 3 são recomendadas para arranjos de rolamentos com eixo na vertical. Em aplicações sujeitas a vibrações a graxa é constantemente agitada contra o rolamento, nestes casos um índice de NLGI elevado pode ser benéfico [18].

A faixa de temperatura na qual uma massa lubrificante pode ser utilizada depende do tipo de óleo base e do espessante utilizados, bem como dos aditivos. As temperaturas relevantes são ilustradas esquematicamente na figura 42 no formato de um “semáforo duplo”, conceito introduzido pela SKF [16].

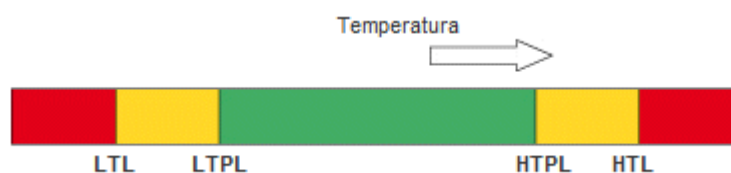


Figura 42 - Conceito do semáforo da SKF [16]

Pelo diagrama verifica-se que abaixo da temperatura limite baixa (LTL) e acima da temperatura limite alta (HTL), ou seja, nas zonas vermelhas do diagrama a massa não pode funcionar já que perde completamente as suas características, por exemplo se ultrapassar a temperatura limite alta (HTL) a massa atinge o ponto de gota, perde consistência e torna-se um fluido [16].

Embora os fornecedores indiquem os valores de temperatura limite alta e baixa as temperaturas que interessam para o desempenho da massa são o limite de desempenho de temperatura baixa (LTPL) e o limite de desempenho de temperatura alta (HTPL), ou seja é entre estes dois limites que a massa deve trabalhar (zona verde) de modo a ser fiável e o seu tempo de vida ser determinado com precisão, já que em temperaturas acima do limite de desempenho de temperatura alta (HTPL) a graxa envelhecerá e oxidará rapidamente e os subprodutos da oxidação terão um efeito prejudicial na lubrificação e abaixo do limite de desempenho de temperatura baixa (LTPL) a tendência da massa separar-se diminui e a sua consistência aumenta o que leva a que o fornecimento insuficiente de lubrificante para as superfícies de contacto dos corpos rolantes e pistas [16].

Vários aditivos são adicionados às massas lubrificantes para se obter um melhor desempenho das mesmas. Uma grande parte das massas lubrificantes possui aditivos EP, estes aditivos são utilizados quando a espessura do lubrificante não é suficiente para evitar o contacto de metal com metal nas superfícies de contacto diminuindo assim a vida útil do rolamento, assim quando estes aditivos são activados o desgaste nos pontos de contacto é assim reduzido, resultando uma superfície mais lisa, menores esforços de contacto e um aumento da vida útil do rolamento. No entanto se as temperaturas de funcionamento forem elevadas os aditivos podem-se tornar quimicamente reactivos e propiciar o início de processos de corrosão e levar a falha prematura do rolamento [16].

4.1.3.2 Procedimento para a selecção da massa lubrificante

A selecção da massa lubrificante ideal para uma determinada aplicação é baseada principalmente na viscosidade necessária para proporcionar uma lubrificação adequada ao rolamento na sua temperatura de funcionamento. A viscosidade do óleo depende da temperatura, tornando-se inferior à medida que a temperatura aumenta. A relação viscosidade vs temperatura de um óleo é caracterizada pelo índice de viscosidade IV. Para a lubrificação de rolamentos, são recomendadas massas lubrificantes que tenham um índice de viscosidade alto (pouca alteração com temperatura) de pelo menos 95 [16].

Para que haja a formação de um filme lubrificante suficientemente espesso entre os corpos rolantes e as pistas, o óleo deve ter uma viscosidade mínima á temperatura normal de funcionamento [16].

Para proceder á escolha da massa lubrificante mais correcta temos que determinar a viscosidade nominal ν_1 , obtida através do diagrama presente no anexo C (figura 88), utilizando o diâmetro médio do rolamento d_m (equação 4.8), e a velocidade de rotação do rolamento n . Sabendo a temperatura a que o rolamento funciona determina-se a viscosidade correspondente na temperatura de referência padronizada internacionalmente de 40°C (ou seja a classe de viscosidade ISO VG da massa) através do diagrama do anexo C (figura 89), compilado para um índice de viscosidade de 95 [16].

$$d_m = 0,5 (d_r + D_r) \quad (4.8)$$

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (4.9)$$

Ao seleccionar a massa lubrificante, os seguintes aspectos devem ser considerados [16]:

- A vida do rolamento pode ser estendida pela selecção de uma massa cuja viscosidade cinemática ν na temperatura de funcionamento seja maior que a viscosidade ν_1 . Assim $\nu > \nu_1$ pode ser obtido pela escolha de uma massa lubrificante com um índice de viscosidade IV maior ou adoptar uma massa lubrificante de classe de lubrificante ISO VG maior.
- Quando a relação de viscosidades k (equação 4.9) for menor que 1, uma massa que contenha aditivos EP será recomendada, e se k for menor que 0,4 esses aditivos deverão ser necessariamente incluídos.

4.1.3.3 Intervalos de relubrificação e quantidade de massa lubrificante

Os rolamentos têm de ser relubrificadas se a vida útil da massa for menor do que a vida útil esperada do rolamento [16], o que é o que acontece no caso dos motores eléctricos

dos Aeroarrefecedores. A relubrificação deve ser feita sempre no momento em que a condição da massa lubrificante existente ainda esteja satisfatória [16].

O momento em que a relubrificação deve ser feita depende de muitos factores relacionados, tais como: o tamanho e o tipo de rolamento, velocidade do mesmo, temperatura de funcionamento, tipo de massa lubrificante, espaço em redor do rolamento e do ambiente exterior [16].

Quando se procede á primeira introdução de massa após a retirada a massa antiga, o rolamento deve ser totalmente preenchido com massa e o restante espaço livre na caixa deve estar normalmente parcialmente preenchido, no entanto quando se pretende uma boa protecção contra a contaminação e a corrosão é aconselhável preencher a caixa completamente com massa lubrificante [16].

É importante aplicar a massa na quantidade adequada na relubrificação, pois tanto uma lubrificação deficiente como uma lubrificação excessiva trazem efeitos prejudiciais. Como já foi referido a lubrificação deficiente pode levar ao contacto entre as partes metálicas do rolamento levando á sua destruição [16].

Uma lubrificação excessiva leva a que ocorra um aumento de temperatura, devido á grande resistência que a massa oferece ao movimento das partes rotativas acabando por se perder completamente as características de lubrificação. Para além disto o excesso de massa lubrificante nos motores eléctricos pode levar a que a massa se introduza no interior dos mesmos depositando-se sobre as bobinas, outra situação que é muito recorrente na refinaria é o depósito da massa lubrificante na tampa do ventilador, impedindo assim o correcto arrefecimento do motor levando a um aumento de temperatura do mesmo.

A quantidade de massa a introduzir na relubrificação de um rolamento pela lateral, como é o caso que ocorre nos motores eléctricos utilizados nos Aeroarrefecedores pode ser obtida através da seguinte expressão [16]:

$$Gp = 0,005 \cdot D_r \cdot B \quad (4.10)$$

No que diz respeito aos intervalos de lubrificação t_f estes podem ser obtidos através do gráfico presente no anexo C (figura 90), no entanto há que ter em conta que o diagrama se aplica a rolamentos com anel interno rotacional em eixos horizontais. Verifica-se que os intervalos de lubrificação t_f são assim função de [16]:

- Factor de velocidade A_v que é multiplicado pelo factor de rolamento relevante b_f
- $Relação\ de\ cargas = \frac{C_r}{P_{re}}$ (4.11)
- Temperatura de funcionamento

em que

$$A_v = n d_m \quad (4.12)$$

O factor de rolamento relevante b_f , que depende do tipo de rolamento e das condições de carga pode ser obtido através da tabela 41 presente no anexo C [16].

Os intervalos de relubrificação t_f presentes na figura 90 do anexo C são valores estimados, válidos para temperaturas de funcionamento de 70°C utilizando uma massa lubrificante de óleo mineral com espessante de sabão lítio [16].

Quando as condições operacionais do rolamento são diferentes é necessário ajustar os intervalos de lubrificação obtidos nesse gráfico.

Para considerar o envelhecimento acelerado da massa lubrificante devido ao aumento de temperatura é recomendado dividir por metade os intervalos obtidos no gráfico para cada aumento de 15°C que se verificar na temperatura normal de funcionamento, tendo em conta que o valor de temperatura HTPL não deve ser excedido [16].

No caso dos motores eléctricos presentes nos Aeroarrefecedores, quando a posição do eixo do motor eléctrico é na vertical os intervalos obtidos no gráfico devem ser reduzidos para metade, já que há uma maior probabilidade da massa sair da zona do rolamento e ficar depositada na tampa do ventilador e nas bobines do motor.

Quando ocorre a entrada de alguns contaminantes, água e humidade, uma relubrificação com mais frequência do que o indicado pelo gráfico é necessário de modo a reduzir o efeitos negativos de partículas estranhas na massa lubrificante assim como da intrusão de água e humidade.

4.1.3.4 Selecção da massa lubrificante para os rolamentos do motor eléctrico

A massa lubrificante actualmente utilizada para a lubrificação dos rolamentos dos motores eléctricos dos Aeroarrefecedores é a “Galp Belona EP 2” em que as suas propriedades estão enunciadas na tabela 12 e o diagrama do semáforo na figura 43.

Tabela 12 - Propriedades da massa lubrificante Galp Belona EP2

Designação	Espessante/óleo base	Classe NLGI	Viscosidade do óleo base a 40°C (mm ² /s)	Ponto de gota, °C
Galp Belona EP2	Sabão de lítio/óleo mineral	2	225	180

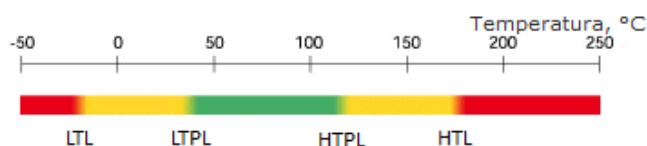


Figura 43 - Diagrama do semáforo da massa lubrificante Galp Belona EP2

De referir que o diagrama do semáforo presente é o de uma massa lubrificante da SKF de nome LGEP2 com as propriedades praticamente idênticas á massa lubrificante Galp Belona EP2.

Para a selecção da massa lubrificante são utilizados os dados referentes ao rolamento 6310, já anteriormente analisado. Como tal sabemos que

$$d_m = 80 \text{ mm} \quad n = 1450 \text{ rpm}$$

Pode-se obter então v_1 e como tal pode-se seleccionar a classe ISO VG da massa, por forma a que $k > 1$ conforme o procedimento previamente descrito no capítulo 4.3.1.2. A temperatura de funcionamento dos rolamentos presentes nos motores eléctricos dos Aeroarrefecedores considerada foi de 75°C , como não existiam registos de temperatura em base de dados foi estabelecida esta temperatura de acordo com a informação fornecida pelos responsáveis pela inspecção dos rolamentos. Como tal para que:

$$v > v_1 \cong 12 \text{ mm}^2/\text{s}$$

A massa lubrificante deverá ter uma classe ISO VG 46 igual ou superior, ou seja com uma viscosidade cinemática v de pelo menos $46 \text{ mm}^2/\text{s}$ na temperatura de referência de 40°C .

Verifica-se que a massa lubrificante Galp Belona EP2 possui uma classe ISO VG 225 que é superior á classe ISO VG 46 estando portanto o lubrificante bem seleccionado no que diz respeito aos valores de viscosidade cinemática v .

Tendo em conta que os motores eléctricos dos Aeroarrefecedores possuem o seu eixo na posição vertical é aconselhado a utilização de um índice de NLGI de 3, também pelo facto do motor eléctrico estar frequentemente sujeito a vibrações a utilização de um índice mais elevado de NLGI em relação ao actualmente utilizado na Galp Belona EP2 que possui um índice de NLGI de 2 ajuda a minimizar tal efeito.

Como tal mediante as massas lubrificantes produzidas pela Galp foi seleccionada a massa lubrificante referida na tabela 13 para ser utilizada na lubrificação dos rolamentos dos motores eléctricos dos Aeroarrefecedores.

Tabela 13 - Propriedades da massa lubrificante Galp Belona 3

Designação	Espessante/óleo base	Classe NLGI	Viscosidade do óleo base a 40°C (mm^2/s)	Ponto de gota, $^\circ\text{C}$
Galp Belona 3	Sabão de lítio/óleo mineral	3	100	185

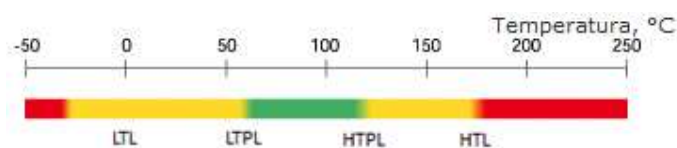


Figura 44 - Diagrama do semáforo da massa lubrificante Galp Belona 3

De referir que o diagrama do semáforo presente (figura 44) é o de uma massa lubrificante da SKF de nome LGMT3 com as propriedades praticamente idênticas á massa lubrificante Galp Belona 3.

Como esta massa lubrificante possui uma classe ISO VG 100, valor superior á classe ISO VG 46, significando que $k > 1$, como tal o facto desta massa lubrificante não possuir aditivos EP não tem especial influência na sua prestação.

Através do programa *LubeSelect* fornecido pela SKF fomos verificar se a escolha da massa do lubrificante aqui obtida coincide com a que é aconselhada pelo programa.

Tabela 14 - Classificação de massas lubrificantes obtidas pelo programa LubeSelect [16]

Grease	Supplier	Total Rating	Temp.	Speed	Vertical Shaft	Load	Severe Vibrations	Rust Protection	Water Resistance
LGMT3 ←	SKF	93%	95%	100%	100%	100%	75%	50%	75%
LGHP2	SKF	93%	100%	100%	75%	100%	75%	75%	75%
LGHB2	SKF	89%	100%	100%	50%	100%	75%	75%	75%
LGWA2	SKF	87%	100%	100%	50%	100%	50%	75%	75%
LGEP2 ←	SKF	86%	85%	100%	50%	100%	75%	75%	75%
LGMT2	SKF	85%	88%	100%	50%	100%	75%	50%	75%
LGFT2	SKF	83%	100%	100%	50%	100%	50%	25%	75%
LGLT2	SKF	81%	94%	100%	50%	100%	25%	75%	75%
LGGB2	SKF	79%	62%	100%	75%	100%	50%	50%	75%
LGFP2	SKF	76%	75%	100%	50%	100%	25%	50%	75%
LGWM1	SKF	0%	85%	68%	0%	100%	25%	75%	75%
LGEV2	SKF	0%	95%	0%	50%	100%	75%	100%	75%
LGEM2	SKF	0%	95%	0%	50%	100%	75%	75%	75%

Verifica-se pela tabela 14 que a massa lubrificante mais adequada a esta aplicação é a LGMT3 (Galp Belona 3) com um “*Total Rating*” de 93% contrastando com a massa lubrificante actualmente utilizada LGEP2 (Galp Belona EP2) que obtêm um “*Total Rating*” de 86%.

Para que efectivamente se comprovasse que a escolha desta massa lubrificante seria a mais adequada para os motores eléctricos dos Aeroventiladores seria prudente testá-la primeiramente em alguns Aeroventiladores, para verificar se haveria redução no número de falhas dos rolamentos do motor eléctrico.

4.1.3.5 Selecção da quantidade de massa lubrificante e intervalos de relubrificação para os rolamentos do motor eléctrico

Actualmente na Refinaria são utilizados intervalos de relubrificação de 4 semanas em que se introduz em cada relubrificação uma quantidade de massa de 25 gramas em cada rolamento.

A partir dos procedimentos previamente referidos no capítulo 4.1.3.3. procedeu-se á determinação da quantidade de massa lubrificante a introduzir em cada intervalo assim como a duração do mesmo.

Através da equação 4.10 determinou-se que a quantidade de massa lubrificante a introduzir em cada rolamento na relubrificação seria de 15 gramas. Este valor coincide com os valores aconselhados pelo fabricante *Weg* para este tipo de motores e rolamentos como se pode verificar no anexo C (tabela 42).

Para o cálculo dos intervalos de lubrificação t_f foram utilizados os valores obtidos no capítulo 4.1.1.1., obtendo-se então através das equações 4.11 e 4.12 os seguintes valores:

$$A_v = 116000 \qquad b_f = 1 \qquad \frac{C_r}{P_{re}} = \frac{65}{3,02} = 21,5$$

Com estes dados obtemos um intervalo de relubrificação de 17000 horas pela consulta do gráfico do anexo C (figura 90), de referir que este intervalo de relubrificação é superior ao valor aconselhado pelo fabricante *Weg* para este tipo de motor e rolamento como se pode verificar no anexo C (tabela 42).

Tendo em conta que o motor está na vertical, que a temperatura normal de funcionamento são os 75 °C, mas podem ser atingidos picos de temperatura de 90°C nomeadamente no verão, o que reduz drasticamente os intervalos de relubrificação e que a Refinaria está perto do mar e está sujeita a alguma humidade e a uma corrosão severa, faz com que os intervalos de relubrificação aconselhados fiquem definidos em torno dos 4 meses.

De referir que este intervalo de relubrificação aconselhado é apenas um valor estimado, já que é complicado contabilizar de que maneira a humidade, os contaminantes e a corrosão severa presentes na Refinaria afectam os intervalos de relubrificação dos rolamentos do motor eléctrico, como tal para avaliar se este intervalo de relubrificação é o mais correcto, seria prudente testá-lo primeiramente numa quantidade reduzida de Aeroventiladores, para que posteriormente se encontre ao certo quais os intervalos de relubrificação a utilizar.

Conclui-se assim que entre as possíveis causas para as falhas dos rolamentos do motor eléctrico ocorrerem constam: a utilização de uma massa lubrificante provavelmente inadequada e de intervalos de relubrificação e quantidade de massa lubrificante inserida possivelmente incorrectos.

Para tentar avaliar de uma maneira mais fiável a razão para o qual ocorre a falha prematura dos rolamentos seria interessante implementar um programa de análises periódicas á massa lubrificante usada. No laboratório seriam feitos todos os ensaios adequados às necessidades específicas deste problema, o qual nos poderia fornecer informação relativa ao estado da massa lubrificante (necessidade de substituição ou não), bem como do equipamento, avaliando o estado de desgaste do mesmo.

4.2 Controle da Temperatura de saída dos Aeroarrefecedores

Para que a temperatura de saída dos Aeroarrefecedores esteja na gama desejada é necessário existirem dispositivos que permitam o controlo da mesma.

O controlo da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores normalmente pode ser realizada através de [19]:

- Bypass do fluido
- Sistema On-Off dos Aeroventiladores
- Persianas
- Variadores de ângulos de pás pneumáticas
- Variadores de velocidade

O Sistema On-Off dos Aeroventiladores tem por base ligar/desligar determinados Aeroventiladores quando estes precisam ou não de estar em funcionamento para que a temperatura de saída atinja os valores pretendidos. Este procedimento já foi utilizado na Refinaria e tem a desvantagem de implicar um constante ligar/desligar do Aeroventilador diminuindo assim o tempo de vida do motor eléctrico assim como dos restantes componentes mecânicos.

Antigamente na Refinaria existiam Aeroventiladores com variadores de ângulo de pás pneumáticos (figura 45) sendo através deste sistema que era controlada a temperatura de saída dos Aeroarrefecedores. Aeroventiladores que possuíam este sistema tinham a capacidade de em operação as suas pás mudarem de ângulo de uma forma automática, ou seja, de fornecer o caudal de ar mais adequado para um determinado valor de temperatura de entrada e saída nos tubos do permutador. A variação do ângulo das pás era realizada através de um sistema pneumático. Este sistema permitia uma maior economia de energia eléctrica assim como um melhor controlo da temperatura de saída do processo, no entanto estes dispositivos necessitavam de manutenção periódica, o que implicava que nessas alturas o Aeroventilador não estivesse em funcionamento causando enormes complicações ao nível do processo, podendo levar até a perdas na produção.



Figura 45 - Variador de ângulo de pás pneumático [26]

Com o surgimento no mercado dos variadores de velocidade para os motores eléctricos (figura 46) que apresentavam menores custos de manutenção e aquisição assim como uma reduzida quantidade de avarias durante a sua utilização, fez com que os variadores de ângulos de pás deixassem de ser utilizados.

Actualmente utilizam-se variadores de velocidade em alguns Aeroventiladores da Refinaria.

A regulação da velocidade é realizada através dos valores obtidos pelos sensores de temperatura presentes nas tubagens.

As vantagens da utilização de variadores de velocidade são as seguintes [20]:

- Eliminação dos impactos mecânicos – o variador de velocidade permite a programação de rampas de aceleração e desaceleração suaves, eliminando assim os choques mecânicos durante o arranque, mudanças de velocidade ou paragens, diminuindo assim as falhas mecânicas no Aeroventilador.
- Aumento do tempo de vida do motor eléctrico
- Economia de energia – redução do consumo de energia uma vez que a potência do motor fica controlada pela carga e velocidade de trabalho, passando o motor eléctrico a consumir apenas o que o processo requerer.
- Automação do sistema – permite uma melhor administração do processo através de monitorização, emissão de relatórios, etc.
- Eliminação dos picos de corrente nas partidas
- Redução do ruído e vibrações mecânicas
- Aumento do tempo de vida do motor eléctrico



Figura 46 - Variador de velocidade [20]

Normalmente quando um variador de velocidade avaria, o motor eléctrico deixa de funcionar, no entanto a rede de alimentação dos motores eléctricos da Refinaria possui um sistema de bypass que permite ao motor continuar a ser alimentado em caso de avaria do variador de velocidade.

4.2.1 Análise económica

De modo a demonstrar as vantagens a nível económico da utilização dos variadores de velocidade retirou-se a partir do programa que controla as várias variáveis intervenientes em todo o sistema de processo da Refinaria, de nome “*DeltaV*”, um espectro da carga de utilização do variador de velocidade do Aeroventilador 3007 B no mês de Outubro de 2009 (anexo D, figura 91).

Desse gráfico constata-se que o variador funcionou durante esse mês a 93% da sua capacidade máxima, ou seja o motor eléctrico funcionou a 93% da sua carga nominal.

Tendo em conta que o custo de um variador assim como do fornecimento, instalação e comissionamento do mesmo engloba uma totalidade de custos da ordem dos 3500 € e assumindo que o custo do Kw.h é de 10 cêntimos podemos determinar em quanto tempo seria recuperado o investimento assim como a poupança de energia consumida ao introduzir variadores de velocidade.

Como tal, fazendo uma extrapolação dos valores de funcionamento do variador no mês de Outubro para o resto do ano podemos verificar a economia de energia eléctrica que se obtém por ano passando a utilizar um variador de velocidade:

$$\text{Energia consumida}(s/\text{variador}) = 24 \times 365 \times 22 = 192720 \text{ Kw.h/ano}$$

$$\text{Energia consumida}(c/\text{variador}) = 24 \times 365 \times 22 \times 0,93 = 179229,6 \text{ Kw.h/ano}$$

$$\text{Redução de custos (€)} = (192720 - 179229,6) \times 0,1 = 1349 \text{ €}$$

Verifica-se assim que o investimento seria recuperado ao final de 3 anos e que após esse período ocorre uma redução de custos anual na ordem dos 1349 €.

A manutenção preventiva ocorre uma vez por ano nos variadores de velocidade e é apenas para mera limpeza dos seus componentes, normalmente os variadores de velocidade apresentam um tempo de vida de cerca de 10 anos.

De ter em conta que estes valores são apenas validos para o Aeroventilador 3007 B já que cada Aeroventilador é um caso diferente já que há muitas variáveis que mudam tal como o produto que passa nos Aeroarrefecedores, a temperatura de saída e entrada dos mesmos e os componentes utilizados em cada Aeroarrefecedor, no entanto comprova-se neste caso que a utilização de variadores de velocidade é vantajosa já que conseguimos uma redução de custos a curto prazo e permite um melhor controlo da temperatura de saída do produto.

Como tal deve ser feita uma análise individual às necessidades de arrefecimento de cada Aeroarrefecedor de forma a determinar de uma maneira mais fiável a necessidade de utilização dos variadores de velocidade nos respectivos Aeroventiladores.

4.3 Transmissão

Neste capítulo averigua-se qual poderá ser o melhor método para realizar o tensionamento das correias actualmente instaladas na Unidade 3000, assim como se sugere uma proposta de mudança para correias dentadas no sistema de transmissão.

4.3.1 Tensionamento correias

Nos sistemas de transmissão actualmente existentes na Unidade 3000 utilizam-se correias trapezoidais. As transmissões por correias trapezoidais baseiam-se no atrito gerado entre as superfícies de contacto polia/correia. Para desenvolver as forças de atrito necessárias à transmissão da potência desejada, é necessário que, durante a montagem das correias, as mesmas fiquem submetidas a uma determinada tensão. O valor da força de tensionamento depende da potência a transmitir, da velocidade linear e do arco de contacto.

Existem limites de tensionamento inferiores, de modo a evitar escorregamento já que este gera um excesso de calor nas correias, por sua vez causador da ruína prematura da correia, e limites de tensionamento superiores de modo a não sobrecarregar os apoios e a própria correia já que vai originar uma vida mais curta da correia devido á maior tensão existente. Portanto, se houver um subtensionamento ou um sobretensionamento haverá uma redução da vida da correia, embora por modos de ruína diferentes: por desgaste no caso do subtensionamento e por fadiga no caso do sobretensionamento, de modo que irá haver um valor de tensionamento onde a vida útil da correia atingirá um valor máximo [23] (figura 47).

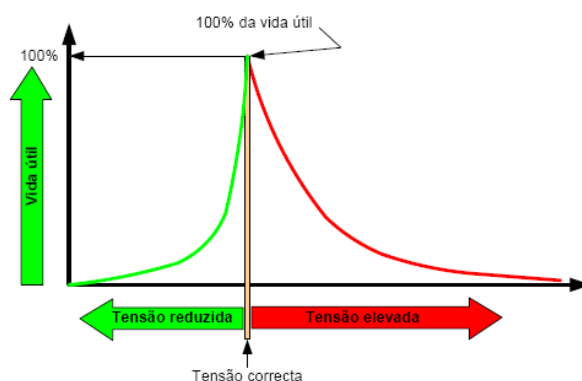


Figura 47 - Vida útil da correia em função da pré-tensão aplicada [23]

A forma mais usual de efectuar a aplicação de um determinado tensionamento á correia é a adopção do entre-eixo variável através do deslocamento do eixo de uma das polias, que é o que se verifica nos Aeroventiladores da Refinaria em que o eixo da polia motora pode ser deslocado através do deslocamento do motor eléctrico. O ajuste de entre-eixo é assim realizado através da deslocação dos esticadores, e quando se verifica que a correia já se encontra correctamente tensionada são utilizados parafusos de aperto para fixar a estrutura suporte do motor eléctrico às vigas da estrutura (figura 48).

Verifica-se no entanto que em alguns casos se torna difícil o ajuste dos esticadores assim como a fixação dos parafusos de aperto devido á corrosão existente, o que faz com que nesses casos o tensionamento aplicado á correia não seja o ideal.

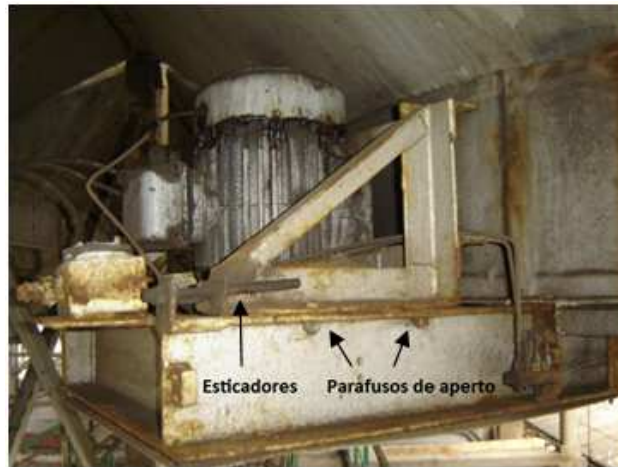


Figura 48 - Esticadores utilizados para efectuar o tensionamento das correias

Na Refinaria existe um procedimento de manutenção para o tensionamento das correias, no qual é referido o método da flecha a meio vão, este é o método normalmente executado pelos mecânicos, no entanto nos Aeroventiladores em que não é possível utilizar este método o tensionamento é efectuado manualmente pelos mecânicos através da sua experiência.

De seguida é proposto a implementação do método de cálculo de frequência, que é um procedimento para verificar se o tensionamento aplicado às correias trapezoidais é o mais adequado.

4.3.1.1 Método de cálculo de frequência

Neste método é utilizado um aparelho electrónico de nome Trummeter (figura 49) que já existe na Refinaria. O Trummeter detecta de uma forma exacta e automática a tensão estática das correias podendo converter esse valor em termos de frequência de vibração da flecha da correia. De modo a proceder á medição basta aplicar uma pequena pancada na correia começando esta a oscilar, apontando de seguida o laser do Trummeter numa zona situada sensivelmente a meio vão da correia, em que o aparelho deve estar a uma distância de 3 a 20 mm da face da correia. Os dados que têm que ser inseridos no Trummeter antes da medição são a distância entre os eixos e o peso por metro da correia, o aparelho possui uma extensão de cabo para a medição em locais de difícil acesso. O dispositivo pode apresentar os resultados em Hertz ou em Newton dependendo do que for pretendido pelo operador.



Figura 49 - Trummeter

As vantagens da utilização deste método em relação ao método actualmente estabelecido pela manutenção, que é o método da flecha a meio vão, são as seguintes:

- Não é necessário o dispositivo de medição entrar em contacto com a correia
- Fácil manuseamento
- Permite a medição de um elevado espectro de frequências (entre 10 e 600 Hz)
- Maior precisão nas medições efectuadas
- Possui uma extensão de cabo para efectuar medições em locais de difícil acesso

De forma a saber qual o valor de frequência para o qual o tensionamento das correias é o mais adequado temos que proceder a um calculo analítico utilizando a seguinte expressão:

$$f = \sqrt{\frac{T}{4 \cdot m \cdot L^2}} \quad (4.13)$$

O valor da densidade linear por correia m pode ser obtido através do anexo E (tabela 43). Segundo o catálogo da *Optibelt* [14] o comprimento de vão livre da correia L é obtido através da seguinte expressão:

$$L = c \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (4.14)$$

O valor da tensão estática por correia T , que é destinada a compensar a força centrífuga e garantir que a transmissão da potência P ocorra sem escorregamento, pode ser obtido através da próxima equação, em que o valor desta tensão é igual a T_{us} que corresponde ao valor da tensão estática quando a correia é usada, ou seja, já foi posta em funcionamento.

$$T_{us} = \frac{500 \cdot (2,02 - c_1) \cdot P_c}{c_1 \cdot z \cdot v} + k_c \cdot v^2 \quad (4.15)$$

Previamente no capítulo 4.1.1.1. já foi referenciado o processo para obter c_1 , P_c e v . Pelo anexo E (tabela 44) obtêm-se o valor de k_c .

Quando a correia é nova o valor do tensionamento deve ser multiplicado por um factor de 1,3 em relação ao valor obtido na equação 4.15.

Após a instalação de correias novas o seu tensionamento deve ser verificado 24 horas após estas entrarem em funcionamento altura em que o conjunto já estará estabilizado termicamente. Para que as correias apresentem constantemente valores de tensionamento próximos dos ideais o tensionamento das mesmas deve ser verificado de 6 em 6 meses.

Há que ter em conta que para a implementação deste método teria que se analisar se este seria exequível no terreno, ou seja, se os mecânicos tinham as condições necessárias para poder por em prática este novo procedimento.

4.3.1.2 Aplicação aos Aeroventiladores 3018

Aplicando o método do calculo da frequência aos Aeroventiladores 3018, cujos os dados já foram previamente enunciados, obtêm-se o valor de tensionamento ideal para as correias destes Aeroventiladores.

De seguida são enunciados os valores obtidos para as variáveis da equação 4.15.

Tabela 15 - Valores das variáveis a utilizar no cálculo de T

P_c (Kw)	c_1	$\beta(^{\circ})$	v (m/s)	z	k_c
30,8	0,98	147	13,66	3	0,19

Como tal os valores para a tensão estática por correia T obtidos quando esta é nova e usada são os seguintes:

$$T_{us} = 434,1 \text{ N} \quad T_{nv} = 1,3 \cdot 434,1 = 564,4 \text{ N}$$

Sabendo que

$$m = 0,252 \text{ kg/m} \quad L = 1056 \text{ mm}$$

Obtêm-se os valores óptimos para a frequência natural de vibração da correia f , quando esta é nova e usada:

$$f_{us} = 20 \text{ Hz} \quad f_{nv} = 22 \text{ Hz}$$

4.3.2 Alteração para polias e correias dentadas

Actualmente os componentes utilizados no sistema de transmissão dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 são as polias e correias trapezoidais de 3 ou 4 bandas. Neste capítulo avalia-se uma possível substituição desses componentes, neste caso a alteração das polias e correias actualmente utilizadas por polias e correias dentadas.

De seguida enunciam-se algumas características das correias dentadas:

- Não ocorre escorregamento
- Transmitem potência a uma razão de velocidades constantes
- Não necessitam de operações de retensionamento
- Eficiência entre 97% e 99%
- Funcionamento silencioso

A principal vantagem das correias dentadas é a sua maior eficiência quando se compara com as correias trapezoidais. A eficiência de uma transmissão é a medida que nos indica a perda de energia associada ao motor, rolamentos e correia. Minimizando as perdas de energia conseguimos diminuir os custos da operação [23].

No caso das correias trapezoidais ocorre uma perda de energia devido ao escorregamento entre a correia e a polia, ou seja, a velocidade da correia é diferente da velocidade da polia reflectindo-se numa diminuição de velocidade na polia conduzida [22].

Nas correias trapezoidais ocorre escorregamento quando a tensão previamente instalada é insuficiente para transmitir a carga necessária, o escorregamento também pode ocorrer devido ao desgaste dos canais da polia levando a que a correia não fique correctamente colocada nos canais da polia [22].

Nas correias dentadas não ocorre deslizamento o que leva a que estas apresentem grande precisão de transmissão e obtenham uma economia de energia [22].

Como tal actualmente a velocidade obtida no ventilador nunca será a velocidade retirada da relação de transmissão tendo sempre um valor inferior o que provoca uma diminuição do caudal de ar produzido pelo ventilador, nas correias dentadas tal situação não se verifica já que a velocidade obtida no ventilador é a retirada da relação de transmissão.

Devido a estas razões as correias trapezoidais tem uma eficiência por volta dos 93% enquanto as dentadas apresentam uma eficiência na ordem dos 98% como se verifica pelo figura 50 que relaciona a eficiência com a potência a transmitir. Verifica-se que as correias dentadas possuem uma eficiência na ordem dos 98% para um vasto espectro de potências não acontecendo o mesmo nas correias trapezoidais. No entanto se ocorrer um desgaste acentuado nas correias trapezoidais a sua eficiência pode descer até aos 85% [22].

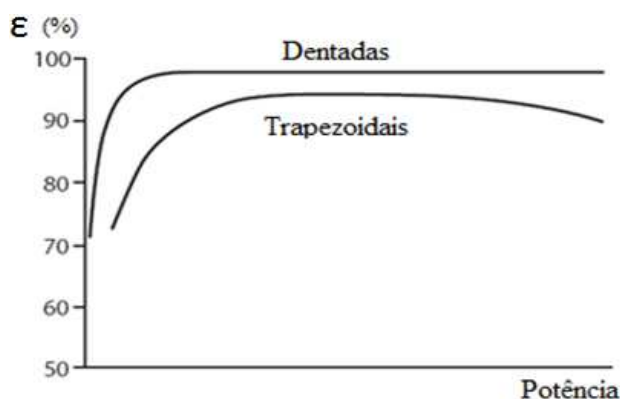


Figura 50 - Comparação entre a eficiência das correias trapezoidais e dentadas ao longo de uma gama de potências [22]

Em média verifica-se que uma correia dentada é 5% mais eficiente que uma correia trapezoidal, reflectindo-se numa economia de energia e consequentemente de custos como se verá de seguida. Como tal a mudança de correias trapezoidais para dentadas é uma maneira prática de reduzir os custos totais do Aeroarrefecedor.

Quando se pretende efectuar uma conversão de correias trapezoidais para correias dentadas e se pretende que ocorra uma poupança ao nível da energia eléctrica consumida, o cálculo da razão de transmissão deve ser baseado na velocidade real do ventilador e não baseada na velocidade teórica do mesmo [22]. Isto deve-se ao facto da potência requerida no ventilador variar com o cubo da velocidade do mesmo, ou seja uma pequena diferença na velocidade de rotação altera de uma maneira significativa a potência ou energia requerida para o Aeroventilador [22]. A velocidade real pode ser medida através de um taquímetro.

No entanto há que ter em atenção o facto de que para se efectuar a correcta conversão das correias trapezoidais para as correias dentadas a estrutura suporte do Aeroventilador tem que ser rígida, já que se esta não for suficientemente rígida pode causar problemas ao nível da tensão imposta á correia, assim como problemas de desalinhamento fazendo com que a correia dentada deixe de engrenar correctamente nas respectivas polias, resultando num desgaste prematuro da correia. Como tal as correias dentadas são extremamente sensíveis a variações de entre-eixo que podem ser causadas por falhas na estrutura suporte do Aeroventilador [22], como tal a principal desvantagem de uma transmissão por correias dentadas é facto do entre-eixo ter que ser fixo para que se efectue um correcto engrenamento na transmissão.

Outra situação a ter em conta é que num motor eléctrico AC, o binário de arranque que é transmitido às correias é cerca de duas vezes superior ao binário normal de funcionamento e com a passagem para correias dentadas estas vão transmitir esse binário elevado de arranque á estrutura podendo levar a uma alteração do entre-eixo se a estrutura do Aeroventilador não for suficientemente rígida [22].

Sempre que possível quando ocorre uma conversão de correias trapezoidais para dentadas é aconselhável que se seleccionem polias dentadas que possuem diâmetros semelhantes às actuais polias trapezoidais para que as cargas exercidas nos veios e na estrutura sejam semelhantes [22].

De seguida vamos proceder ao dimensionamento da correia dentada e respectivas polias que poderão ser utilizadas nos Aeroventiladores 3018, para tal utilizou-se o procedimento de cálculo aconselhado pelos catálogos da empresa *Gates* [23], descrito de seguida.

4.3.2.1 Procedimento de cálculo para selecção da transmissão por correias dentadas

O procedimento aqui utilizado de seguida foi baseado no catálogo da empresa *Gates* [23] especificamente vocacionado para o dimensionamento de transmissões por correias dentadas em Aeroarrefecedores.

1. Determinar a potência de cálculo P_c

A potência de cálculo P_c obtém-se multiplicando a potência nominal a transmitir, P , pelo factor de serviço, K_s . Pela norma API 661 [15] as transmissões que utilizam correias dentadas devem possuir um factor de serviço K_s de 1,8.

$$P_c = P \cdot K_s \quad (4.16)$$

2. Selecção do passo da correia

Por consulta do gráfico que consta no anexo E (figura 92) e tomando como dados a P_c e a velocidade angular da polia motora n , obtemos o passo da correia a utilizar.

3. Escolha das dimensões das polias e do comprimento da correia

A escolha das dimensões das polias é sempre feita em função da razão de transmissão i .

Para uma determinada potência P a transmitir, o esforço útil sobre a correia é tanto menor quanto maior for a velocidade linear da correia v , ou seja, quanto maior for o diâmetro primitivo da polia motora. No entanto, existem limitações quanto ao diâmetro primitivo das polias resultantes dos seguintes factores: maior custo, limitações de espaço e maiores forças centrífugas, as quais virão adicionadas á força útil, diminuindo, consequentemente, a capacidade de transmissão da correia [23].

A empresa *Gates* aconselha a que se tome em conta os próximos 4 tópicos quando se está a escolher as dimensões das polias para uma transmissão [23]:

- A utilização de polias de maior dimensão leva a que a largura de correia utilizada seja menor.

- A utilização de polias de maior dimensão leva a que o tempo de vida dos componentes aumente.
- Evitar transmissões onde a largura da correia excede o diâmetro da polia motora.
- Evitar transmissões onde o valor do entre-eixo é cerca oito vezes maior que o diâmetro da polia motora.

A *NEMA (The National Electric Manufacturers Association)* recomenda para que se utilize diâmetros de polias motoras mínimos nos motores eléctricos [23] (ver anexo E, tabela 45), estas recomendações são de modo a prevenir o uso de polias excessivamente pequenas já que isso pode levar a danos no veio e nos rolamentos do motor já que há medida que o diâmetro diminui os esforços nesses componentes aumentam.

Para seleccionar um valor normalizado para o comprimento da correia recorre-se ao anexo E (tabela 46), onde se obtém um novo valor de entre-eixo c' que deverá ser próximo do valor de entre-eixo c utilizado actualmente.

Neste ponto procede-se também á verificação da velocidade periférica da correia dentada que não deve ultrapassar os 60 m/s.

4. Determinação da largura da correia

Neste caso tomando como dados a velocidade de rotação da polia menor, o diâmetro da polia menor e o passo da correia, selecciona-se a potência básica P_b para uma determinada largura de referência e um comprimento de referência, por simples consulta do anexo E (tabela 47). Devido a ser uma correia dentada temos que adicionar um valor de potência adicional P_a ao da potência básica que pode ser obtido através do anexo E (tabela 48). De referir que estes valores de potência só são válidos para um número mínimo de 6 dentes de contacto, de referir que por este facto o factor dentes de contacto C_T tem o valor de 1.

O valor da potência básica P_b vem ainda afectado por um factor de comprimento C_L , que toma em consideração a influência do comprimento da correia no tempo de vida da correia, já que quanto maior for o comprimento da correia, menor será o numero de ciclos de fadiga a que fica submetida uma determinada secção transversal da mesma, este valor poderá ser retirado do anexo E (tabela 49).

Assim terá que se verificar a seguinte equação:

$$P_t = (P_b + P_a) \cdot C_T \cdot C_L \geq P_c \quad (4.17)$$

5. Escolha do material das polias

Neste ponto procede-se á escolha do material a ser utilizado nas polias tendo em conta o meio ambiental em que elas estão inseridas.

Após estes passos teremos as polias e correia mais adequadas para a nossa transmissão.

4.3.2.2 Aplicação aos Aeroventiladores 3018

Os dados referentes ao motor eléctrico e sistema de transmissão são os mesmos que foram referenciados no capítulo 4.1.1.1.

De referir que os valores tabelados nos anexos encontram-se nas unidades de medida americanas e as velocidades de rotação presentes nas tabelas correspondem a motores de 60 Hz, como os motores utilizados nos Aeroventiladores são de 50 Hz e rodam a uma velocidade de rotação de 1450 rpm a velocidade de rotação que lhe corresponde nos motores de 60 Hz é de 1750 rpm. De seguida seguem-se os passos evidenciados no capítulo anterior.

1. Potência de cálculo

$$P_c = 39,6 \text{ Kw}$$

2. Selecção do passo da correia

Foi seleccionada uma correia de passo 14mm do tipo Poly Chain GT Carbon (Figura 51), já que não existiam polias de 8mm de passo que cumpriam na totalidade com os 4 tópicos referidos no capítulo 4.3.2.1. no ponto 3.



Figura 51 - Correia Poly Chain GT Carbon [23]

3. Escolha do diâmetro das polias e do comprimento da correia

Pressupondo que as actuais correias trapezoidais presentes no sistema de transmissão dos Aeroventiladores possuem deslizamento, o que faz com que a velocidade na polia do ventilador seja 6% inferior ao que seria de esperar pela razão de transmissão, passando a razão de transmissão de 4,44 para na realidade ser de 4,189.

Como tal teremos que seleccionar polias que satisfaçam uma razão de transmissão na zona dos 4,189 para que não haja uma perda na razão de transmissão na passagem das correias trapezoidais para as correias dentadas. Outra solução seria seleccionar uma razão de transmissão de 4,44 ou até superior de forma a aumentar a velocidade da polia maior e assim aumento o caudal produzido pelo ventilador, só que neste caso a energia consumida pelo motor eléctrico seria maior do que a actual.

Como tal a correia e polias escolhidas foram as seguintes:

- Correia 3850-14MGT de 275 dentes
- Polia motora com 192 mm de diâmetro e de 43 dentes
- Polia motriz com 802 mm de diâmetro e de 180 dentes

O entre-eixo que se recomenda com a utilização desta transmissão é de 1102 mm, sendo o valor praticamente idêntico ao actualmente utilizado. Procede-se de seguida á verificação da velocidade periférica da correia dentada.

$$v = \frac{d \cdot n}{19100} = \frac{191,62 \cdot 1450}{19100} = 14,55 \text{ m/s} \leq 60 \text{ m/s}$$

Verifica-se deste modo que a velocidade linear máxima não é ultrapassada.

4. Determinação da largura da correia

Assumindo uma largura de referência de 20 mm retiramos os vários valores dos coeficientes referidos no ponto 4 do capítulo 4.3.2.1 para que se verifique a equação 4.17:

$$130 \text{ Kw} = (102,2 + 7,1) \cdot 1 \cdot 1,19 \geq 39 \text{ Kw}$$

5. Escolha do material das polias

Verificou-se que um dos principais problemas para a desgaste e falha prematura das correias trapezoidais era o facto das polias estarem demasiado desgastadas e os seus canais

terem dimensões muito diferentes das que estas têm quando são novas (figura 52). Isto verifica-se devido á corrosão existente na Refinaria por esta se encontrar próxima da costa marítima. Nas polias dentadas a corrosão também danifica os dentes das polias ao longo do tempo, permitindo que a engrenagem correia/polia deixe de ser feita correctamente levando a um prematuro desgaste dos componentes e em ultimo caso leva á falha da correia.

De forma a combater o problema da corrosão optou-se por seleccionar polias com um revestimento superficial de níquel, ou seja, aplica-se um processo de niquelagem às polias dentadas em que estas são revestidas superficialmente por níquel garantindo assim uma maior resistência das polias á corrosão e consequentemente ao desgaste aumentando o tempo de vida das polias e da correia.

As polias assim escolhidas para a transmissão são NP14MX43S20 e NP14MX180S20 (figura 53) retiradas do anexo E (tabela 50) em que o material base é ferro fundido cinzento e são revestidas por uma camada superficial de níquel.



Figura 52 - Polia com corrosão do Aeroventilador



Figura 53 - Polia dentada com revestimento superficial de níquel [23]

4.3.2.3 Análise económica

De modo a que esta proposta de alteração para correias e polias dentadas fosse viável procedeu-se de seguida a uma análise económica de forma a verificar se a alteração seria compensatória financeiramente.

Verifica-se de grosso modo que uma transmissão por correias dentadas é cerca de 5% mais eficiente que uma transmissão por correias trapezoidais. Essa diferença origina uma redução dos custos ao nível da electricidade consumida por cada motor eléctrico. Os custos anuais de electricidade de um motor de 22 Kw são obtidos pela seguinte equação:

$$\text{Custos anuais} = \frac{\text{Potência} \cdot \text{n}^\circ \text{horas funcionamento} \cdot \frac{\text{custo}}{\text{Kwh}}}{\text{Eficiência motor}} \quad (4.18)$$

Assumindo um valor de 0,10 cts/Kw.h de electricidade e que o Aeroventilador está em funcionamento ininterruptamente durante todo o ano e que a eficiência do motor é cerca de 91,5%, obtém-se:

$$\text{Custos anuais} = 21062 \text{ €}$$

Com a conversão das correias trapezoidais para correias dentadas obtém-se uma melhoria de 5% ao nível da eficiência logo existe uma poupança de:

$$\text{Poupança} = 21062 \cdot 0,05 = 1053 \text{ €}$$

Há agora que fazer também uma comparação entre os custos de aquisição dos novos materiais assim como as alterações ao nível das operações de manutenção realizadas.

Verificou-se que na Refinaria já existem 6 Aeroventiladores com correias dentadas presentes nas unidades 3370 e 3377, como tal consultando o programa de gestão empresarial *SAP* averiguou-se o número de ocorrências dos modos de falha associados às correias e polias dentadas que ocorreram em 6,5 anos nessas unidades, ou seja, no mesmo período de análise realizado no capítulo 3 para a Unidade 3000.

Como tal torna-se assim possível estabelecer uma comparação entre o número de falhas de uma transmissão por correias trapezoidais e o de uma transmissão por correias dentadas. No quadro seguinte apresentam-se a taxa de falhas (λ) anual por Aeroarrefecedor para os modos de falha que dizem respeito a correias e polias das unidades 3000, 3370 e 3377.

Tabela 16 - Taxa de falhas (λ) anual por Aeroarrefecedor da Unidade 3000 3370 e 3377

Modos de falha	λ	
	Unidade 3000	Unidade 3370 e 3377
CP e CD	0,577	0,385
PMPD	0,314	0,256
CMT	0,154	0
PCPD	0,167	0,154

Verifica-se que nas correias e polias dentadas o número de falhas associados a estes componentes diminuiu significativamente em relação ao que ocorre numa transmissão por correias trapezoidais.

Nas tabelas seguintes são apresentados os custos de aquisição dos materiais, assim como os tempos e os custos das operações de manutenção.

Tabela 17 - Custo de aquisição dos materiais

Componente	Custo(€)	
	Trapezoidal	Dentada
Correia	270	326
Polia motora	144	261
Polia conduzida	341	1358

Tabela 18 - Tempos e custos das operações de manutenção

Operação	Tempo(horas)	nº mecânicos	Custo (€)
Mudança de correias	4	2	120
Retensionamento	2	2	60
Mudança de polias	16	2	480

Com estes dados torna-se possível calcular os custos de manutenção anuais em cada Aeroventilador para o caso actual em que a transmissão é feita por correias trapezoidais e para a solução proposta neste capítulo em que a transmissão se efectua por correias dentadas, de referir que nos custos de manutenção já estão incluídos o custo de aquisição dos materiais.

Transmissão por correias trapezoidais:

$$\text{Custos de manutenção} = 567 \text{ €}$$

Transmissão por correias dentadas:

$$\text{Custos de manutenção} = 644 \text{ €}$$

Verifica-se que os custos de manutenção aumentam numa transmissão por correias dentadas, no entanto introduzindo a poupança de energia que se obtém na transmissão por correias dentadas obtemos a seguinte poupança anual por Aeroventilador numa conversão de correias trapezoidais para correias dentadas:

$$\text{Poupança} = 976 \text{ €}$$

De referir que com a introdução das polias com revestimento superficial de níquel a taxa de falhas será ainda inferior ao que ocorre actualmente nas unidades que utilizam uma transmissão por correias dentadas, o que iria resultar numa poupança superior a 976 €.

Pelo estudo aqui realizado uma alteração do actual sistema de transmissão para um sistema de transmissão em que são utilizadas polias e correias dentadas poderia trazer um benefício económico para a Refinaria assim como um aumento do tempo de vida dos componentes mecânicos da transmissão.

Constata-se também que o método de cálculo de frequência se apresenta como uma alternativa interessante em relação ao actual método existente para efectuar o correcto tensionamento das correias.

4.4 Ventilador

Neste capítulo analisam-se possíveis alterações a realizar no ventilador de forma a aumentar a produção do caudal de ar.

4.4.1 Tip Clearance

A distância entre o anel da saia do ventilador e a ponta das pás de nome *tip clearance* [24] tem uma grande influência na quantidade de caudal de ar que é produzido pelo ventilador, intervindo assim directamente na performance do ventilador e consequentemente do Aeroarrefecedor.

A norma API-661 [15] recomenda valores de *tip clearance* (figura 55) de acordo com os respectivos diâmetros dos ventiladores. Assim se o *tip clearance* existente for superior ao pré-estabelecido na norma irá ocorrer uma diminuição do caudal de ar produzido com a consequente perda de rendimento (anexo F, figura 93), no entanto se o *tip clearance* existente for inferior ao estabelecido pela mesma norma pode ocorrer fricção e contacto entre a ponta da pá e o anel do ventilador levando á danificação tanto do anel do ventilador (figura 54) como da própria pá podendo levar mesmo a uma ruptura abrupta das pás [24].

A razão para que não se utilizem valores superiores aos recomendados pela norma de *tip clearance* é que no caso de tal acontecer ocorre o efeito de vórtice na ponta das pás (figura 56), ou seja, o trabalho realizado pelo ventilador permite com que o ar expelido pelas pás esteja a uma pressão mais elevada que aquele que está a entrada do ventilador, ou seja, existe um diferencial de pressão entre a parte inferior e superior das pás, assim se existir um *tip clearance* elevado irá ocorrer uma movimentação do ar da zona de pressões mais elevada (parte superior das pás) para a zona de pressões mais baixa (parte inferior das pás), assim na ponta da pá é criado um escoamento giratório, ou seja ocorrem movimentos giratórios do caudal de ar na ponta da pá em torno de um centro de rotação onde as linhas de corrente apresentam um padrão circular ou espiral.



Figura 54 - Anel do ventilador danificado do Aeroarrefecedor da Unidade 105

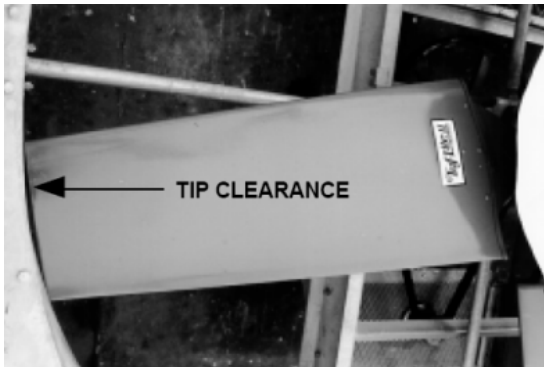


Figura 55 - Tip Clearance [26]

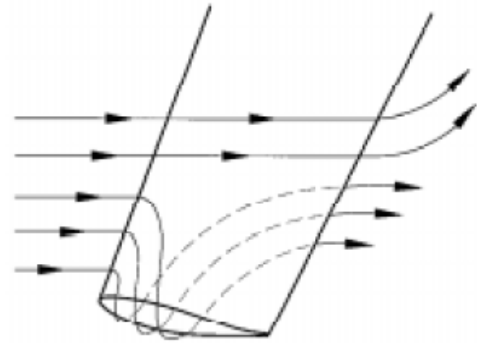


Figura 56 - Efeito de Vórtice [24]

Este efeito de vórtice que ocorre quando há uma distância excessiva ou irregular de *tip clearance* provoca também um aumento das vibrações e ruído no Aeroventilador.

Para diminuir este efeito são recomendados determinados valores de *tip clearance* pela norma API-661 [15] (tabela 19).

Tabela 19 - Tip Clearance segundo a norma API-661 [15]

Diâmetro ventilador (mm)	Mínimo (mm)	Máximo (mm)
[1524;2743]	6	13
]2743;3353]	6	16
]3353;4879]	6	19
]5486;6096]	25	38
]6706;9144]	25	38
]9754;12192]	25	38

No caso dos ventiladores da unidade 3000 estes possuem diâmetros no intervalo [3353;4879] o que implica que o *tip clearance* recomendado se situe entre 6 mm e 19 mm.

Para proceder ao ajuste do *tip clearance* recorre-se normalmente a dois métodos, ou por ajuste do anel da saia ou por um *tip seal* [25].

O ajuste do anel da saia normalmente é realizado quando queremos aumentar o *tip clearance* para tal recorremos a espaçadores (figura 57) [26].

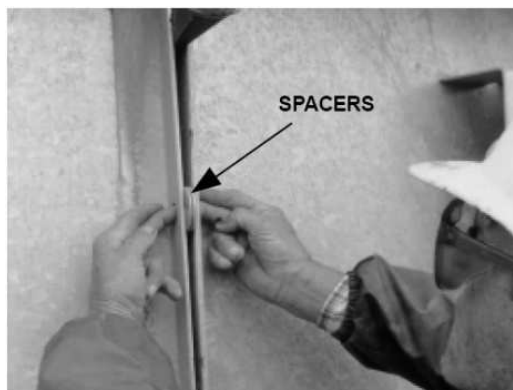


Figura 57 - Espaçadores [26]

A colocação do *tip seal* (figura 59) ocorre quando pretendemos diminuir o *tip clearance*. O *tip seal* consiste numa estrutura extrudida de alumínio com a forma de ninho de abelha ligada a uma pele de alumínio através de uma resina epoxy que é agregado ao anel do ventilador por intermédio de ligações aparafusadas. Para fazer o ajuste do *tip clearance* utiliza-se um dispositivo de nome *tip seal roller* (figura 58) que é agredado na ponta da pá e após várias passagens pelo *tip seal* instalado permite implementar o *tip clearance* desejado [25].

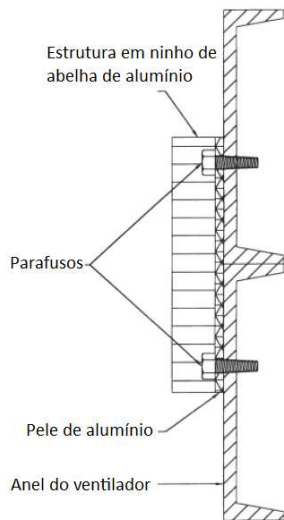


Figura 59 - Tip Seal [25]



Figura 58 - Tip Seal Roller [25]

Assim dependendo da diferença entre a distância existente de *tip clearance* e os valores aconselhados pela norma API-661 conseguimos um aumento no caudal de ar entre 2% a 5% e uma redução de valores do ruído na ordem dos 0,5 dBA [1].

4.4.2 Inlet bell

Quando ocorre uma sucção de ar para a entrada de um tubo como é o caso do anel do ventilador, o ar que entra é proveniente de várias direcções e é acelerado até atingir uma determinada velocidade no plano do ventilador. Parte do ar que entra no anel move-se com um ângulo de 90° em relação ao plano do ventilador no entanto uma grande percentagem do ar de entrada não faz 90° em relação ao plano do ventilador, e se não se verificar uma transição suave de secção na zona de entrada do anel o ar não tem capacidade de mudar rapidamente de direcção o que dá origem ao fenómeno de nome *vena contracta* (figura 61) na ponta das pás [24]. Este tipo de situação é particularmente crítica nos Aeroarrefecedores de circulação forçada.

Como a maior parte do trabalho realizado pelo ventilador está localizado na zona da ponta das pás, a ocorrência desta situação pode provocar um défice no rendimento do ventilador, para além de provocar um aumento de vibrações no mesmo.

De forma a evitar a formação da *vena contracta* é aconselhável que se introduzam as *inlet bells* (figura 60), que são componentes que são agregados na entrada do anel do ventilador de forma a permitir uma entrada mais suave do fluxo de ar proveniente das mais variadas direcções [24] (figura 62).



Figura 60 - Inlet Bell [1]

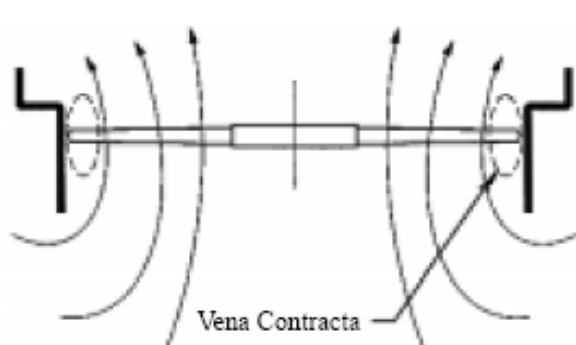


Figura 61 - Direcção do caudal de ar sem inlet bell [24]

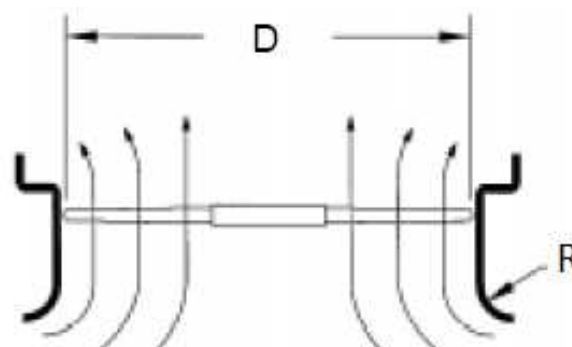


Figura 62 - Direcção do caudal de ar com inlet bell [24]

De referir que quanto maior for o caudal de ar a entrar no ventilador maiores serão as perdas por este não possuir *inlet bells* [24].

Os valores do raio do *inlet bell* podem variar entre $0,05D$ e $0,15D$ (figura 62) [1].

Este componente apresenta um valor de mercado de cerca de 500 € por ventilador.

Introduzindo *inlet bells* nos Aeroventiladores que não possuem este dispositivo consegue-se um aumento do caudal de ar no ordem dos 2% a 3% e uma redução do ruído na ordem dos 1 dBA [1].

4.4.3 Seal Disc

Normalmente o sentido do ar fica negativo quando nos aproximamos do centro do ventilador. A direcção do ar na ponta das pás é paralela ao eixo do ventilador, no entanto á medida que nos aproximamos do centro do ventilador a velocidade do ar decresce e a direcção do ar deixa de ser paralela ao eixo do ventilador para se mudar para uma direcção

perpendicular a esse mesmo eixo, como resultado no centro do ventilador o ar move-se em sentido contrário ao que ocorre na ponta das pás [24].

Como tal para evitar a ocorrência deste facto é essencial que no centro do ventilador exista um componente de nome *seal disc* (figura 63). Com a introdução deste componente verifica-se que a velocidade já não muda de sentido quando se aproxima do cubo, nas situações em que se estão a utilizar pás em compósito (figura 64).

O *seal disc* deve ter um diâmetro correspondente a cerca de 25% do diâmetro do ventilador. Este componente é de fibra de vidro e para além de impedir que a velocidade do ar mude de sentido no centro do ventilador impede a entrada de água para as chumaceiras do ventilador evitando que estas se danifiquem devido á entrada de água.

Este componente apresenta um valor de mercado de cerca de 160 € por ventilador.

Introduzindo *seal discs* nos Aeroventiladores que não possuem este dispositivo consegue-se um aumento do caudal de ar na ordem dos 2% a 3% [1].



Figura 63 - Seal Disc [26]

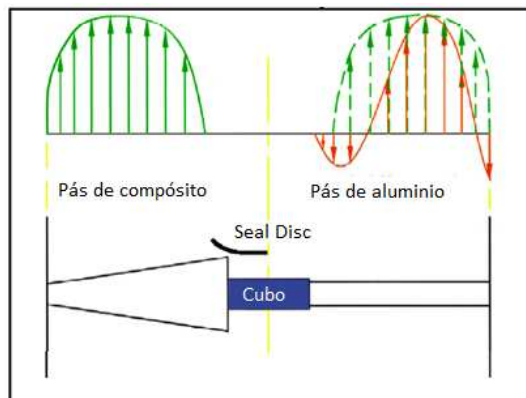


Figura 64 - Perfil de velocidade do ar para pás de compósito com Seal Disc e para pás de alumínio sem Seal Disc [3]

4.4.4 Pás

Verifica-se que na Refinaria são utilizadas tanto pás de alumínio, como pás de fibra de vidro do modelo Tuf – Lite I da empresa Hudson.

As pás de alumínio são normalmente extrudidas o que não permite que a corda da pá varie ao longo do seu comprimento (figura 65) o que faz com que a eficiência da pá se situe entre os 35 e 55% sendo consideradas pás de baixa performance.

Nas pás de fibra de vidro a sua corda varia ao longo do seu comprimento permitindo assim aumentar a eficiência do ventilador para 75 a 85%. Como tal uma eventual substituição das pás de alumínio por pás em fibra de vidro permite obter entre 25 a 40% mais caudal com sensivelmente a mesma energia gasta pelo motor eléctrico.

Esta diferença do caudal produzido entre as pás de alumínio e as pás em fibra de vidro é explicada pelo facto de que nas pás de alumínio a velocidade a cerca de meio da pá decresce

muito rapidamente chegando a inverter de sentido mesmo antes de chegar ao *seal disc*, situação que não se verifica nas pás de fibra de vidro como se pode comprovar na figura 64.



Figura 65 - Comparação entre uma pá de alumínio e uma pá Tuf Lite I [27]

Na unidade 3000 são utilizadas pás em fibra de vidro da empresa Hudson do modelo Tuf – Lite I.

Verificou-se que no mercado já está disponível o modelo de pás Tuf – Lite II (figura 66).



Figura 66 - Pás Tuf Lite II [27]

Como tal de seguida são enunciadas as vantagens do modelo de pás Tuf-Lite II em relação ao actualmente utilizado Tuf-Lite I [27,28]:

- O cubo utilizado com as pás Tuf-Lite II permite a instalação até 8 pás enquanto o cubo utilizado nas pás Tuf-Lite I somente permite a instalação de 6 pás.
- As pás Tuf-Lite II permitem trabalhar a pressões mais altas ou a uma menor velocidade de rotação se eventualmente necessário produzindo muito menos ruído do que as pás Tuf-Lite I.

- As actuais pás são constituídas por uma peça única enquanto as Tuf-Lite II são constituídas por duas peças que são agregadas entre si através de uma resina epoxy, o facto de a pá ser constituída por duas peças facilita o seu processo de fabrico para além de se obter um laminado de melhor qualidade.
- Nas actuais pás ocorre uma descoloração (figura 67) das mesmas devido á oxidação da última camada de resina epoxy que é provocada pela exposição aos raios ultra violetas resultantes da exposição solar a que estas estão sujeitas, nas Tuf-Lite II esse efeito é minimizado devido á colocação de um gelcoat que permite uma maior resistência aos raios UV assim como um melhor acabamento superficial da pá.



Figura 67 - Descoloração de uma pá Tuf – Lite I

- O acoplamento das pás Tuf-Lite II ao cubo é mais fácil, reduzindo os problemas que existem no actual acoplamento, permitindo assim uma redução das vibrações e consequente aumento do tempo de vida das chumaceiras.
- As Tuf-Lite II possuem uma protecção de nome Tuf-Edge no bordo de ataque diminuindo assim o efeito da erosão, corrosão e desgaste que a pá sofre nesse local (figuras 68 e 69).



Figura 68 - Pá Tuf Lite I com fendas devido á erosão



Figura 69 - Pá Tuf Lite I apresentando um desgaste severo

- As Tuf-Lite II possuem um melhor perfil aerodinâmico, e uma estrutura mais robusta comprovada por análises de elementos finitos, testes estáticos destrutivos e experiências em instalações reais, o que permite valores superiores de potência por pá em relação aos que são atingidos actualmente pelas Tuf-Lite I.
- As Tuf-Lite II possuem uma quantidade de fibra de vidro superior nas zonas onde se verifica uma elevada concentração de tensões, nomeadamente no pescoço e ombros da pá, de forma a reforçar essas zonas.
- As Tuf – Lite II são mais baratas em cerca de 50% que as Tuf-Lite I.
- Obtêm-se um aumento de eficiência entre 1% a 2% com as Tuf-Lite II.

Ao nível de procedimentos de manutenção deve-se ter em atenção que as pás devem ser pintadas em cada 3 a 5 anos de forma a aumentar o tempo de vida das pás já que a exposição continua às condições atmosféricas atacam a resina das pás enfraquecendo-as.

Constata-se assim que com a introdução das Tuf-Lite II conseguimos um aumento de eficiência acompanhado de uma redução significativa dos custos tanto ao nível de aquisição das pás como ao nível da sua manutenção, como tal recomenda-se a utilização das pás Tuf-Lite II na unidade 3000 assim como nas restantes unidades da Refinaria.

Conclui-se neste capítulo que com a verificação do *tip clearance* nos actuais ventiladores, a introdução de *inlet bells*, *seal discs* e pás mais modernas conseguimos obter um aumento do caudal produzido pelos ventiladores, melhorando assim o rendimento do Aeroarrefecedor.

4.5 Permutador

O objectivo básico de um permutador de calor é transferir calor entre um fluido “quente” e um fluido “frio”. De seguida é enunciado o método que permite analisar a potência calorífica transferida assim como a eficiência de um permutador.

4.5.1 Método de cálculo térmico utilizado

Existem quatro métodos de cálculo térmico de permutadores: DTML, ϵ -NTU, P-NTU e ψ -P [3]. Quando aplicados ao mesmo permutador, qualquer deles conduz ao mesmo resultado.

No entanto, devido á sua estrutura própria, a aplicação de cada um é mais adequada a um dos dois tipos de problemas [3]:

- Problema de dimensionamento: em que conhecendo os caudais e as temperaturas (de entrada e de saída) dos fluidos, se pretende conhecer as características geométricas e térmicas do permutador (UA).
- Problema de comportamento: em que se conhece as características geométricas e térmicas do permutador (UA) bem como os caudais e temperaturas de entrada dos fluidos, e se pretende saber qual a potência transferida pelo permutador e/ou as temperaturas de saída dos fluidos.

Como facilmente se verifica para o nosso caso em questão trata-se de um problema de comportamento visto que se conhecem as características geométricas do permutador bem como os caudais e temperaturas de entrada dos fluidos, pretendendo-se otimizar a eficiência do Aeroarrefecedor, ou seja, obter como resultado uma diminuição das temperaturas de saída do fluido frio, T_{fs} , assim como um aumento da potência calorífica permutada, q .

Como se irá verificar mais a frente o método utilizado para o cálculo térmico foi o NTU, no entanto torna-se necessário efectuar primeiramente o cálculo da resistência térmica equivalente R , que é igual ao inverso da condutância térmica UA .

De seguida refere-se o procedimento utilizado neste trabalho para efectuar o cálculo da condutância térmica UA .

4.5.1.1 Processo de cálculo da condutância térmica UA

A equação de conservação de energia permite escrever que o calor permutado é, no caso de apenas estarem envolvidos os calores sensíveis [3],

$$q = (\dot{m}c_p)_q (T_{qe} - T_{qs}) = (\dot{m}c_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4.19)$$

A potência calorífica permutada também pode ser calculada da seguinte forma [3]:

$$q = UA \Delta T_{média} = \frac{\Delta T_{média}}{R} \quad (4.20)$$

Sendo $\Delta T_{média}$ a diferença média de temperatura, que depende do arranjo dos escoamentos e do grau de mistura dos fluidos em cada corrente. O inverso da condutância térmica UA é a resistência térmica equivalente R , esta pode ser obtida através da seguinte expressão [3]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta\alpha A)_q} + \frac{R_{dq}}{(\eta A)_q} + R_p + \frac{R_{df}}{(\eta A)_f} + \frac{1}{(\eta\alpha A)_f} \quad (4.21)$$

Ou

$$R = R_q + R_{dq} + R_p + R_{df} + R_f \quad (4.22)$$

O calculo dos vários coeficientes da equação 4.21 foi baseado em [30].

A eficiência térmica total da superfície η , que engloba a área com e sem alhetas é dada por:

$$\eta = 1 - \frac{A_a}{A(1 - \eta_a)} \quad (4.23)$$

A eficiência das alhetas, η_a , é calculável através do gráfico presente no anexo G (figura 94) e depende apenas da sua geometria, da condutibilidade térmica do material da alheta e do coeficiente de convecção para a transferência de calor entre a alheta e o fluido envolvente. Note-se que η_q e η_f serão iguais a 1 para uma superfície sem alhetas.

A resistência de condução da parede é igual a

$$R_p = \frac{\ln \frac{r_{t2}}{r_{t1}}}{2\pi\lambda_p L_t} \quad (4.24)$$

O cálculo do coeficiente de convecção do fluido quente, α_q , para o escoamento interno que ocorre dentro do tubo é obtido através da seguinte expressão:

$$\alpha_q = \frac{Nu_D \lambda_q}{D_i} \quad (4.25)$$

Para determinar o número de Nusselt temos previamente que verificar se o escoamento

na zona desenvolvida é laminar ou turbulento, sabendo que:

$$Re_D = \frac{\rho c_i D_i}{\mu} \quad (4.26)$$

Em que

$$\left\{ \begin{array}{ll} Re_D < 2100 & - \text{escoamento laminar} \\ 2100 < Re_D < 4000 & - \text{escoamento transitório} \\ Re_D > 4000 & - \text{escoamento turbulento} \end{array} \right.$$

No caso de se tratar de um escoamento interior laminar já numa zona desenvolvida do mesmo em que a T_p é constante obtemos um valor de número de Nusselt de 3,66. Enquanto que no caso em que o fluxo de calor \dot{q}_p é constante obtemos um valor de número de Nusselt de 4,36.

Quando se verifica que o escoamento interior é turbulento já numa zona desenvolvida do mesmo então o Nu_D é calculado através da seguinte expressão

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^n \quad (4.27)$$

respeitando as seguintes condições

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,7 < Pr < 160 \\ Re_D \geq 10^4 \\ \frac{L}{D_i} \geq 10 \end{array} \right.$$

Em que $n=0,3$ se o fluido for arrefecido ou $n=0,4$ se o fluido for aquecido. Para a aplicação desta equação considera-se que no escoamento não ocorrem variações sensíveis das propriedades dos fluidos.

O cálculo do coeficiente de convecção do fluido frio, α_f , para o escoamento externo que ocorre fora das tubagens temos que ter em conta o arranjo geométrico do feixe de tubos. Na direcção da velocidade do fluido, as filas de um feixe de tubos podem ser arrançadas na forma alinhada ou alternada (anexo G, figura 95).

O coeficiente de convecção associado a um determinado tubo é determinado pela sua posição no banco de tubos. Os tubos das primeiras linhas actuam como geradores de turbulência, o que faz com que existam coeficientes de convecção de valor mais elevado nas linhas de tubos mais afastadas da primeira fila, no entanto a partir da quinta linha esses valores estabilizam. Como tal é utilizado um coeficiente médio de transferência de calor por convecção, no exterior dos tubos, para todo o feixe.

No caso dos Aeroarrefecedores da unidade 3000 eles possuem um N_L inferior a 10, como tal o procedimento para calcular o coeficiente de convecção exterior dos tubos do fluido frio é o seguinte:

$$\overline{\alpha_f} = \frac{\overline{Nu_D} \lambda_f}{D_e} \quad (4.28)$$

em que

$$\overline{Nu_D} (N_L < 10) = C_2 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.29)$$

respeitando as seguintes condições

$$\begin{cases} 2000 < Re_{D,max} < 40000 \\ Pr = 0,7 \end{cases}$$

e

$$Re_{D,max} = \frac{\rho c_{e,max} D}{\mu} \quad (4.30)$$

Os coeficientes C_1 e m , e o factor de correcção C_2 utilizado quando N_L é menor que 10 podem ser obtidos no anexo G (tabelas 51 e 52).

O cálculo da velocidade máxima de escoamento, $c_{máx}$, é obtida através da equação 4.33, em que a velocidade máxima ocorre na secção A_2 , se obedecer á equação 4.31 senão é obtida através da equação 4.32, em que a velocidade máxima ocorre na secção A_1 (ver figura 95).

$$P_D < \frac{P_T + D_e}{2} \quad (4.31)$$

$$c_{e,máx} = \frac{P_T}{P_T - D_e} c_e \quad (4.32)$$

$$c_{e,máx} = \frac{P_T}{2(P_D - D_e)} c_e \quad (4.33)$$

O calculo de $\overline{\alpha_f}$ deveria ter sido obtido em função de uma parâmetro adimensional j (factor de Colburn) em vez do conhecido número de Nusselt, uma vez que este factor tem em conta a existência das alhetas no calculo de $\overline{\alpha_f}$ no entanto não foi encontrada uma correlação do factor de Colburn para a geometria de alhetas do permutador 3011, sendo então o valor de $\overline{\alpha_f}$ estimado pelo processo já descrito.

Para obter o factor de resistência de depósitos tanto do fluido frio como do fluido quente, respectivamente R_{dq} e R_{df} , é utilizada a tabela 53 presente no anexo G tendo em

conta o fluido que intervém do escoamento.

4.5.1.2 Método NTU

O método escolhido para calcular a eficiência do permutador foi o NTU [3]. Este método baseia-se na definição de uma eficiência de transferência de calor ε , definida como a razão entre a potência calorífica transferida e o limite termodinâmico máximo. Este é obtido num permutador em contra-corrente, com área de transferência infinita, operando com os mesmos caudais e temperaturas de entrada. Tem-se

$$\varepsilon = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{min}(T_{qe} - T_{fe})} = \frac{C_q(T_{qe} - T_{qs})}{C_{min}(T_{qe} - T_{fe})} \quad (4.34)$$

Sendo C_{min} a menor das capacidades caloríficas (C_q ou C_f).

$$C_f = (\dot{m}c_p)_f \quad (4.35)$$

$$C_q = (\dot{m}c_p)_q \quad (4.36)$$

A eficiência relaciona-se com dois grupos adimensionais:

$$\varepsilon = \varepsilon(NTU, C^*, \text{arranjo}) \quad (4.37)$$

com

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.38)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4.39)$$

Sendo NTU o numero de unidades de transferência do permutador. Este parâmetro quantifica o “tamanho térmico” do permutador.

Estão disponíveis gráficos e expressões que traduzem a relação 4.37 para uma grande variedade de arranjos de escoamento.

Para o caso do permutador de fluxos cruzados com um fluido misturado só entre passagens e um fluido não misturado como é o caso dos permutadores presentes na Unidade 3000, o valor de ε pode ser obtido pelo gráfico presente no anexo G (figura 96), no entanto como o fluido passa em serie e em filas consecutivas, e quando o número de filas é igual ou superior a 4 pode-se assumir que se trata de um caso de um arranjo em contra-corrente. Como tal o valor de ε poderá ser também obtido através da seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]} \quad (4.40)$$

Após o cálculo de ε , pode obter-se a potência transferida, fazendo

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{qe} - T_{fe}) \quad (4.41)$$

Através das seguintes equações podemos obter T_{qs} e T_{fs} .

$$q = \varepsilon C_f(T_{fs} - T_{fe}) \quad (4.42)$$

e

$$q = \varepsilon C_q(T_{qe} - T_{qs}) \quad (4.43)$$

Como se deduz facilmente, este método é mais adequado ao problema de comportamento, uma vez que ε e q se obtêm a partir do conhecimento das temperaturas de entrada e da condutância térmica UA .

4.5.2 Aplicação ao Permutador 3011

Por forma a avaliar se seria possível introduzir alguma alteração nos permutadores actualmente existentes na Unidade 3000 foi efectuado o cálculo da potência calorífica transmitida, q , das temperaturas de saída do fluido quente e do fluido frio, T_{qs} e T_{fs} , assim como da eficiência ε , do permutador 3011.

Para efectuar tal cálculo foi necessário recorrer aos dados presentes no datasheet do permutador, assim como a alguns desenhos de projecto (anexo G, figuras 97 a 99).

Com base nas tabelas das propriedades físicas da água e do ar [31], obteve-se os valores das mesmas para as temperaturas médias da água e do ar do permutador 3011, como se verifica nas tabelas 20 e 21.

Tabela 20 - Propriedades físicas da água

T_{qe} (°C)	93,3
T_{qs} (°C)	51,7
$T_{média}$ (°C)	72,5
ρ (Kg/m ³)	976,3
c_{pq} (J/KgK)	4196
λ_q (W/m.K)	0,663
$\mu \cdot 10^6$ (N.s/m ²)	391,55
Pr	2,478

Tabela 21 - Propriedades físicas do ar

T_{fe} (°C)	29,4
T_{fs} (°C)	63,5
$T_{média}$ (°C)	46,4
ρ (Kg/m ³)	1,106
c_{pf} (J/KgK)	1005
λ_f (W/m.K)	0,0275
$\mu \cdot 10^6$ (N.s/m ²)	19,381

Os valores parâmetros geométricos da tubagem e das alhetas são dados nas seguintes tabelas em que os valores foram obtidos através dos dados presentes no anexo G, de referir que algumas das variáveis das alhetas são obtidas através das fórmulas incluídas na figura 94 do anexo G.

Tabela 22 - Parâmetros geométricos da tubagem

$A_q (m^2)$	113,194	$D_e (m)$	0,027
$A_f (m^2)$	2976,83	$D_i (m)$	0,01986
$r_{t1} (m)$	0,00993	$P_T (m)$	0,0635
$r_{t2} (m)$	0,0127	$P_D (m)$	0,0635
$L_t (m)$	1814,244		

Tabela 23 - Parâmetros geométricos das alhetas

$r_1 (mm)$	13,5	$r_{2c} (mm)$	28,66
$r_2 (mm)$	28,5	$L_c (mm)$	15,16
$e (mm)$	0,32	$A_p (mm^2)$	4,85
$L (mm)$	15	$s (mm)$	2,54
$A_a (m^2)$	2842	$A (m^2)$	2977

Sabe-se também que o material utilizado nos tubos é um aço ao carbono com a norma ASTM A-214, este material tem uma condutibilidade térmica de 58,8 W/m. K [31]. O material utilizado nas alhetas é o alumínio 1060 que tem uma condutibilidade térmica de valor 238,5 W/m. K [31].

Perante os dados procedeu-se ao cálculo de α_q e α_f a partir das equações 4.25 e 4.28, estando os diversos valores contidos nas tabelas 24 e 25.

Tabela 24 - Cálculo de α_q

Re_D	17102
Nu_D	73
$\alpha_q (W/m^2.K)$	2454

Tabela 25 - Cálculo de α_f

$c_{em\acute{a}x} (m/s)$	4,593
N_L	4
$Re_{D, max}$	7080
C_1	0,47
C_2	0,89
m	0,561
$\alpha_f (W/m^2.K)$	61,615

Os valores obtidos para o eficiência térmica total da superfície, η e para a eficiência das alhetas, η_a , foram de 86,6 % e 86 %, respectivamente.

Após a obtenção dos coeficientes de convecção e com os dados atrás enunciados obtemos a condutância térmica através da equação 4.21, o valor da capacidade calorífica mínima C_{min} que neste caso é do fluido frio (água) e a razão entre as capacidades caloríficas C^* .

$$UA = 114690 \text{ W/K}$$

$$C_{min} = 81507 \text{ W/K}$$

$$C^* = 0,82$$

Obtendo assim NTU através da equação 4.38:

$$NTU = 1,407$$

Neste momento pode-se obter a eficiência térmica do permutador ε , a potência calorífica permutada q , e as temperaturas do fluido frio e do fluido quente, T_{fs} e T_{qs} , respectivamente.

$$\varepsilon = 61,56 \% \qquad q = 3,206 \text{ KW} \qquad T_{fs} = 61,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \qquad T_{qs} = 54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Verifica-se que os valores de T_{fs} e T_{qs} não são exactamente os mesmos que os que nos são fornecidos pelo datasheet existindo uma diferença de sensivelmente $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, no entanto irão ser utilizados estes valores de cálculo como sendo os valores de projecto no processo de optimização do permutador já a seguir enunciado.

4.5.3 Optimização do Permutador 3011

Sabendo a actual eficiência térmica do permutador procuraram-se alternativas ao projecto actualmente existente de maneira a optimizar o permutador.

Uma das situações primeiramente analisadas foi a possibilidade de alterar as dimensões e disposições dos feixes de tubos, no entanto, verificou-se que não haveria possibilidade de efectuar qualquer modificação devido a que essa alteração iria implicar mudanças de pressões nas tubagens assim como de caudal o que excede o estudo aqui realizado.

Outra opção seria alterar o número de alhetas actualmente existente assim como a sua geometria. Como tal optou-se por fazer variar o número de alhetas por metro de forma a verificar qual o número de alhetas para o qual a eficiência do permutador seria optimizada.

Sabe-se que o permutador actual tem 394 alhetas/metro, logo foram analisados três diferentes opções:

- Opção 1 - neste caso o permutador passa a ter 435 alhetas/metro.
- Opção 2 - neste caso o permutador passa a ter 357 alhetas/metro.
- Opção 3 - neste caso o permutador passa a ter 435 alhetas/metro mas a altura das alhetas é reduzida.

Estas três diferentes opções foram baseadas nos dados presentes no catálogo da empresa referida em [32].

As únicas variáveis do problema que se alteram aumentando ou diminuindo o número de alhetas assim como variando a sua altura são:

- Alguns parâmetros geométricos das alhetas
- A eficiência térmica total da superfície η e a eficiência das alhetas η_a
- A condutância térmica UA e respectivo número de unidades de transferência NTU
- A eficiência térmica do permutador ε
- A potência calorífica permutada q
- As temperaturas do fluido frio e do fluido quente, T_{fs} e T_{qs} , respectivamente.

Serão então estas as variáveis presentes nas tabelas seguintes, juntamente com os valores obtidos no projecto para se efectuar a respectiva comparação.

Tabela 26 - Comparação entre os parâmetros geométricos das alhetas

	Projecto	Opção 1	Opção 2	Opção 3
r_1 (mm)	13,5	13,5	13,5	13,5
r_2 (mm)	28,5	28,5	28,5	25,4
e (mm)	0,32	0,3	0,34	0,3
L (mm)	15	15	15	11,9
r_{2c} (mm)	28,66	28,65	28,67	25,55
L_c (mm)	15,16	15,15	15,17	12,05
A_p (mm ²)	4,85	4,545	5,1578	3,615
s (mm)	2,54	2,3	2,8	2,3
A (m ²)	2977	3270	2715	2445
A_a (m ²)	2842	3136	2580	2311

Verifica-se que para a opção 1 há um aumento substancial da área da superfície total A , e da área das alhetas A_a .

Tabela 27 - Comparação de valores obtidos para os vários casos

	Projecto	Opção 1	Opção 2	Opção 3
UA (w/k)	114690	122279	107572	100984
NTU	1,407	1,5	1,312	1,239
η_a (%)	86	85,5	86,5	88,5
η (%)	86,6	86,1	87,2	89,1
ε (%)	61,6	63,3	59,8	58,1
Q (Kw)	3206	3295	3117	3027
T_{qs} (°C)	54	52,9	55,1	56,2
T_{fs} (°C)	61,6	62,5	60,7	59,8

Do mesmo modo se conclui que a diminuição do número de alhetas que ocorre na opção 2 assim como a diminuição da altura das alhetas que ocorre na opção 3 não se

apresentam como soluções vantajosas já que a eficiência do permutador apresenta valores inferiores aos de projecto.

Verifica-se que na opção 1, em que há um aumento do número de alhetas, a eficiência térmica do permutador apresenta um valor superior em relação aos valores de projecto, verificando-se uma melhoria de eficiência da ordem dos 1,7%. De referir que apesar do rendimento das alhetas diminuir para este caso a área superficial das alhetas aumenta substancialmente sendo esse facto que leva a uma melhoria da eficiência do permutador. Como tal as melhorias conseguidas com o aumento do número de alhetas para 435 alhetas/metro são as seguintes:

- Melhoria da eficiência do permutador em cerca de 1,7%.
- Aumento da potência calorífica permutada em cerca de 89 KW.
- Diminuição da temperatura de saída do fluido frio (água) em cerca de 0,9°C.

Outros factores que podem influenciar na eficiência térmica do permutador são os materiais pelos quais ele é constituído. Sabe-se que no caso do permutador 3011 é utilizado um aço ao carbono nas tubagens e um alumínio nas alhetas. Quanto ao material da tubagem não se optou por fazer qualquer análise visto que a resistência de condução da parede do tubo R_p , obtida no processo de cálculo do capítulo 4.5.2. não tem um valor significativo no valor global da resistência térmica equivalente, R , como tal qualquer alteração de material efectuada iria trazer um efeito praticamente nulo na eficiência do permutador.

No que diz respeito ao material utilizado nas alhetas optou-se por estudar a mudança de material de alumínio para cobre, já que este último possui uma condutibilidade térmica de cerca de 399,4 W/m. K [31], que é consideravelmente superior ao valor de 238,5 W/m. K do alumínio, como tal de seguida é mostrado um quadro comparativo entre a opção 1 atrás referida e uma opção 4 em que a geometria e os materiais do permutador são idênticos à opção 1 só que as alhetas são de cobre.

Tabela 28 - Comparação entre projecto, opção 1 e opção 4

	Projecto	Opção 1	Opção 4
UA (w/k)	114690	122279	126646
NTU	1,407	1,5	1,554
η_a (%)	86	85,5	90
η (%)	86,6	86,1	90,4
ε (%)	61,6	63,3	64,2
Q (Kw)	3206	3295	3344
T_{qs} (°C)	54	52,9	52,3
T_{fs} (°C)	61,6	62,5	63

Verifica-se que aumentando o número de alhetas e mudando o material das alhetas para cobre conseguimos as seguintes melhorias:

- Melhoria da eficiência do permutador em cerca de 2,6%.
- Aumento da potência calorífica permutada em cerca de 138 KW.
- Diminuição da temperatura de saída do fluido frio (água) em cerca de 1,4 °C.

No entanto esta solução é mais dispendiosa visto que o cobre tem um preço de mercado de cerca três vezes e meia superior ao do alumínio.

Como tal se o objectivo for unicamente a melhoria da eficiência do permutador apesar dos custos associados serem superiores aos actuais o ideal seria aumentar o número de alhetas para 435 alhetas/metro e mudar o material das mesmas para cobre, no entanto caso se pretenda a manutenção dos custos actuais a solução seria apenas pelo aumento do número de alhetas para 435 alhetas/metro.

4.5.4 Limpeza da tubagem

Para que se mantenham as boas condições de funcionamento do permutador torna-se necessário recorrer á limpeza das alhetas e do interior da tubagem regularmente, já que com o passar do tempo são acumulados depósitos orgânicos e inorgânicos nesses locais.

A formação de depósitos refere-se á acumulação indesejável de materiais sólidos nas superfícies de transferência de calor, que aumentam a resistência térmica. Assim os depósitos podem provocar uma diminuição significativa da transferência de calor, podendo aumentar a perda de carga, reduzir o caudal e promover a corrosão, sendo estes também responsáveis por um aumento dos custos de manutenção (limpeza) dos Aeroarrefecedores [3]. A quantidade de depósitos existente nos Aeroarrefecedores varia com o tempo, sendo praticamente nula no início da operação e cresce assintoticamente até um dado valor. No entanto no dimensionamento é utilizado um valor médio constante do factor de resistência de depósitos, como foi realizado no capítulo 4.5.2.

A eliminação total dos depósitos é virtualmente impossível. Eles devem ser controlados dentro de limites aceitáveis, de forma a não serem um factor determinante nos ciclos de paragem dos Aeroarrefecedores [3]. No caso em que as alhetas ou a tubagem já se encontrem extremamente danificadas tem que se proceder ao reentubamento da tubagem.

Uma das opções para eliminar os depósitos de partículas existentes na superfície externa das tubagens e das alhetas é a utilização de sistemas mecânicos de limpeza automáticos [33], na qual a máquina é montada sobre um carril que por sua vez está apoiado entre os dois topos do permutador e que faz inserir vários jactos de água sobre as alhetas da tubagem removendo assim os depósitos de partículas (figura 71). Este tipo de máquinas consegue bombear a água a uma pressão entre os 80-100 bar e consegue produzir um caudal de 300 l/min. Por sua vez é possível determinar um ângulo de incidência do jacto na tubagem,

para que o jacto consiga limpar as alhetas das tubagens inferiores, de referir que a limpeza das alhetas pode ser feita estando o permutador em funcionamento.

Outra opção é utilizar uma limpeza química utilizando para tal uma espuma que é ideal para remover depósitos de reacção e corrosão, utilizando para tal ácidos diluentes, detergentes e solventes, sendo a Special AFS clean Fin Foam [33] uma das mais aconselhadas (figura 70).



Figura 70 - Limpeza das alhetas com o “Special AFS Clean Fin Foam” [33]



Figura 71 - Sistema mecânico de limpeza automático [33]

Com a limpeza das tubagens o rendimento do Aeroarrefecedor pode melhorar entre os 5% e os 10% sendo que estes valores estão muito dependentes da sujidade presente nas alhetas e na tubagem.

Verifica-se neste capítulo que o aumento do número de alhetas nas tubagens dos permutadores, e a mudança do material das mesmas de alumínio para cobre pode trazer benefícios ao nível de uma melhoria da eficiência do permutador, no entanto irá haver um aumento de custos. Todavia se unicamente aumentarmos o número de alhetas nas tubagens dos permutadores, mas mantendo o material actualmente utilizado verifica-se na mesma uma melhoria ao nível da eficiência mas de valor inferior, no entanto os custos mantêm-se.

Com uma limpeza regular das tubagens dos Aeroarrefecedores podemos melhorar a eficiência dos mesmos, no entanto há que avaliar caso a caso se a quantidade de sujidade e detritos presentes nas tubagens justificam uma intervenção de limpeza nesses Aeroarrefecedores.

5 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro

5.1 Conclusões

Hoje em dia a questão da eficiência dos equipamentos é de larga importância, de forma a reduzir os custos das empresas, assim como aumentar a sua produção e competitividade.

Os Aeroarrefecedores são sistemas complexos já que combinam várias áreas da engenharia mecânica.

No presente trabalho foram atingidos os objectivos propostos inicialmente, ou seja, o de aumentar a capacidade de arrefecimento dos Aeroarrefecedores, juntamente com a redução do consumo de energia eléctrica, conseguindo-se também uma melhoria ao nível da manutenção dos componentes.

Primeiramente no capítulo 3 efectuou-se uma análise de fiabilidade aos Aeroarrefecedores da Unidade 3000 que teve como principal objectivo determinar os modos de falha críticos do sistema associando-os aos respectivos componentes, ou seja, aqueles que afectam de uma forma mais significativa o rendimento dos Aeroarrefecedores, de forma a inserir o estudo de optimização dos Aeroarrefecedores nesses componentes. Verificou-se que os sistemas que apresentam componentes críticos são o accionamento, transmissão e ventilador. No accionamento os componentes críticos são os rolamentos do motor eléctrico, na transmissão são as correias e as polias motoras e no ventilador são as pás.

No capítulo 4.1 procurou-se identificar quais seriam as causas para os rolamentos do motor eléctrico aparecerem danificados com uma frequência superior ao que seria suposto, já que estes apareciam danificados antes do seu tempo de vida útil ter sido excedido. Como tal determinou-se o seu desalinhamento verificando-se que este está dentro dos limites aconselhados pela SKF. De seguida foi averiguado se o lubrificante, os intervalos de relubrificação e a quantidade de lubrificante inserida seriam os mais adequados, propondo-se a alteração do tipo de lubrificante para o Galp Belona 3 com intervalos de relubrificação em torno de 4 meses em que se insere uma quantidade de 15 gramas de lubrificante em cada rolamento.

Para efectuar o controlo da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores propõem-se no capítulo 4.2 a implementação de variadores de velocidade de forma a fazer variar a velocidade do motor eléctrico, obtendo-se com esta alteração um aumento do tempo de vida útil dos componentes do Aeroarrefecedor assim como uma poupança de energia na ordem dos 1350 €/ano.

Propõe-se no capítulo 4.3 a utilização do método de cálculo de frequência para proceder ao tensionamento das correias trapezoidais, já que este método apresenta vantagens relativamente ao actualmente utilizado. De forma a reduzir o consumo de energia eléctrica assim como a taxa de falhas da polia motora e da correia propôs-se a alteração do actual sistema de transmissão que utiliza correias trapezoidais para um sistema de transmissão que utilize correias dentadas conseguindo-se assim uma poupança anual na ordem dos 976 €.

No capítulo 4.4 verificou-se a ausência de alguns componentes no ventilador que são importantes para o bom funcionamento do mesmo, assim como a existência de componentes tecnologicamente ultrapassados. Como tal aconselha-se a verificação do *tip clearance*, introduzindo espaçadores ou um *tip seal* se necessário para o ajustamento dessa distância no ventilador, conseguindo-se assim um aumento do caudal de ar de 2 a 5%. Propõem-se a implementação dos componentes *seal disc* e *inlet bell* nos Aeroventiladores obtendo-se assim com cada um destes componentes um aumento do caudal de ar de 2% a 3%. As pás actualmente utilizadas estão tecnologicamente ultrapassadas como tal recomenda-se a utilização do modelo de pás Tuf-Lite II da Hudson que aumenta a eficiência do Aeroventilador em 1% a 2% para além de serem mais baratas 50% e terem um tempo de vida superior às utilizadas actualmente.

Por último no capítulo 4.5. procedeu-se ao cálculo da eficiência de um permutador da Unidade 3000 com base nos dados do datasheet de forma a comparar com o valor da eficiência obtida após a introdução de determinadas modificações no permutador. Como tal verificou-se que aumentando o número de alhetas de 394 alhetas/metro para 435 alhetas/metro consegue-se um aumento de eficiência na ordem dos 1,7% e uma diminuição da temperatura de saída do permutador na ordem dos 0,9°C; outra solução seria aumentar na mesma para 435 alhetas/metro, mas mudar o material das mesmas de alumínio para cobre, conseguindo-se neste caso um aumento da eficiência de 2,6 % e uma diminuição da temperatura de saída do permutador de 1,4°C, no entanto esta solução seria mais dispendiosa que a actual. Verificou-se também que efectuando uma limpeza regular às alhetas da tubagem consegue-se um aumento da eficiência dos Aeroarrefecedores.

5.2 Perspectivas de trabalho futuro

Medições no Terreno

No presente trabalho não foi possível realizar medições que seriam importantes no levantamento das actuais condições de funcionamento dos Aeroarrefecedores da Unidade 3000. Como tal seria necessária efectuar a medição do ângulo das pás dos ventiladores, para verificar se as pás de cada ventilador possuem todas o mesmo ângulo visto que se não possuírem podem diminuir o tempo de vida das chumaceiras; do *tip clearance*, de forma a verificar se estão a ser respeitados os valores sugeridos pela norma API-661 [15]; da velocidade de rotação da polia motora e motriz para verificar o escorregamento que está a ocorrer nas correias; do alinhamento das polias e tensionamento das correias de modo a verificar se as polias estão alinhadas e as correias possuem o tensionamento correcto.

Implementação de medições de caudal

Actualmente não são realizadas quaisquer medições ao caudal dos Aeroventiladores. Como tal seria aconselhada a implementação de uma medição ao caudal que circula em cada

Aeroventilador através da utilização de um Termo Anemómetro de Fio Quente (figura 73) e de um Termo Anemómetro de Turbina (figura 72) existentes na Refinaria de forma a poder determinar se o caudal actualmente produzido pelos Aeroventiladores da Refinaria corresponde aos valores existentes de projecto, sendo estas medições um meio para avaliar a actual performance dos Aeroventiladores. Para tal torna-se necessário definir critérios ao nível dos locais onde realizar as medições assim como as condições em que as mesmas são realizadas.



Figura 72 - Termo Anemómetro de Fio Quente



Figura 73 - Termo Anemómetro de Turbina

Análise Económica

Efectuar uma análise económica às alterações propostas tanto no ventilador como no permutador, visto que nestes casos não foi possível realizar essa análise no presente trabalho devido ao difícil acesso a informação proveniente dos fornecedores e ao facto dos novos componentes sugeridos neste trabalho não possuírem procedimentos de manutenção implementados.

6 Referências e Bibliografia

- [1] Giammaruti, Robert, "Performance Improvement to Existing Air Cooled Heat Exchangers", February 2004.
- [2] Amercool, "Basics of Air Cooled Heat Exchangers", Amercool Manufacturing Inc., Tulsa, Oklahoma.
- [3] Oliveira, Armando C., "Sebenta de Permutadores de Calor", Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.
- [4] Spiro – Gills, "Heat Exchangers", 2008.
- [5] Fbm Hudson Italiana, "Air Coolers", 2006
- [6] Hudson Products Corporation, "Basics of Air Cooled Heat Exchangers".
- [7] Hamon, "Air-Cooled Heat Exchangers", 2007.
- [8] Ellmer, Marc, "A practical guide for identifying and solving air cooled heat exchanger performance problems in the field", GEA Airflow Services SAS, 2008.
- [9] Moraes, Ludovico, "Desenvolvimento de Ferramentas para a aplicação da metodologia RAMS a equipamentos industriais", Dissertação para a obtenção do grau de mestre em Manutenção Industrial, FEUP, Dezembro de 2005.
- [10] Moraes, L., Mota, V. e Ferreira, L., "Metodologias de análise de equipamentos", SITEM/FEUP 011/SP/05, Projecto SITEM, 2004.
- [11] Sakurada, Eduardo Yuji, "As técnicas de Análise dos Modos de Falhas e seus Efeitos e Análise da Árvore de Falhas no desenvolvimento e na avaliação de produtos", Florianópolis, Dissertação de Mestrado, 2001.
- [12] Simões Filho, Salvador, "Análise de Árvore de Falhas considerando incertezas na definição dos eventos básicos", Rio de Janeiro, Tese de Doutorado, 2006.
- [13] Assis, Rui, "Apoio á Decisão Em Gestão da Manutenção", Lidel, 2004.
- [14] The Arntz Optibelt Group, "Technical Manual for V-Belts Drives".
- [15] American Petroleum Institute "Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service", API Standard 661, 5th edition, March 2002.
- [16] www.skf.com
- [17] Reis Gomes, Carlos, "Sebenta Mecânica das Estruturas I", Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.
- [18] SKF, "Catalogo Geral", 1999.
- [19] Monroe, Robert, "Consider Variable Pitch Fans", Hudson Products Corporation.
- [20] WEG, "Guia de Aplicação de Inversores de Frequência", 3ª Edição, 2005.
- [21] Moura Branco, C., Martins Ferreira, J., Domingos da Costa, J., Silva Ribeiro, A., "Projecto de Órgãos de Máquinas", Fundação Calouste Gulbenkian, 2005.

- [22] GATES, “Conversion of V-belt drives to synchronous belt drives”, 2008.
- [23] GATES, “Air-Cooled Heat Exchanger Drive Design Manual”, 2008.
- [24] Hudson Products Corporation, “The Basics of Axial Flow Fans”, 2000.
- [25] Hudson Products Corporation, “Hudson Tip Seal, Installation Manual”, 2000.
- [26] Hudson Products Corporation, “Tuf-Lite Fans 3000B Series Hub, Installation Manual”, 2004.
- [27] Hudson Products Corporation, “Compare TUF LITE and TUF LITE II Fan Blades”, 2004.
- [28] Hudson Products Corporation, “Field Inspection Guidelines Hudson Tuf – Lite (black), Tuf – Lite II (blue) and Tuf – Lite III Blades”, 2004.
- [29] Monroe, Robert, “Improving Cooling Tower Fan System Efficiencies”, Hudson Products Corporation, 1978.
- [30] Fernandes, E. O e Castro, M. D., “Fichas das aulas teóricas de Transferência de Calor”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.
- [31] Incropera, Frank P. and Dewitt, David P., “Introduction to Heat Transfer”, 2002.
- [32] www.jc.ic24.net
- [33] www.airflow-services.com
- [34] www.galpenenergia.com
- [35] www.hudsonproducts.com

Anexo A – Apresentação da Galp Energia (Petrogal)

Galp Energia

A Galp Energia, SGPS, S.A. foi constituída em 22 de Abril de 1999, sob a denominação Galp – Petróleos e Gás de Portugal, SGPS, S.A., em resultado da reestruturação do sector energético em Portugal, para operar no sector petrolífero e do gás natural [34].

A Galp Energia agrupou a Petrogal, a única empresa refinadora e principal distribuidora de produtos petrolíferos em Portugal e a GDP, sociedade responsável pela importação, transporte e distribuição de gás natural em Portugal. Actualmente, a Galp Energia é o principal Grupo integrado de produtos petrolíferos e gás natural do país, com uma presença crescente em Espanha e uma actividade em desenvolvimento no sector da produção e de fornecimento de energia eléctrica [34].

A actividade do Grupo Galp Energia compreende os seguintes negócios [34]:

- Exploração e Produção ("E&P")
- Refinação e Distribuição de Produtos Petrolíferos ("Refinação e Distribuição")
- Gás Natural
 - Aprovisionamento e Venda de Gás Natural
 - Distribuição de Gás Natural
- Power

Petrogal

A Petrogal, local onde decorreu a realização deste projecto dispõe duma capacidade de destilação instalada de 4,8 Mt/ano e a sua configuração processual privilegia a produção simultânea de combustíveis, lubrificantes, produtos aromáticos de base (BTX) para a indústria petroquímica "petrochemical feedstocks", solventes industriais e ceras de petróleo [34].



Figura 74 - Vista aérea da Refinaria de Matosinhos [34]

A estrutura Petrogal está dividida em várias áreas, explicitadas no organograma da Petrogal na figura 75.



Figura 75 - Organograma da Petrogal

Para a realização deste trabalho fiquei inserido na área da Manutenção, mais propriamente na Inspecção Dinâmica.

A Manutenção está organizada em quatro áreas especializadas: Manutenção Geral, Paragem e Empreitadas, Electricidade e Controlo Industrial e Inspecção para dar resposta á

complexidade das reparações e garantir os padrões de fiabilidade e segurança dos equipamentos e estruturas [34].

A Área da Inspeção tem por missão assegurar que o equipamento produtivo se mantém em condições de fiabilidade, rendimento e segurança. Para garantir estes objectivos planeia e leva a cabo acções de Inspeção com as instalações em funcionamento ou em paragem, com recurso a técnicas de NDT, ou outras consideradas necessárias para uma correcta avaliação do seu estado. Emite recomendações ou pareceres técnicos, para posteriores reparações ou substituições bem como realiza o acompanhamento das reparações efectuadas. Compete também à área da Inspeção fazer o enquadramento de organismos de inspecção no seu trabalho na Refinaria [34].

A Área de Inspeção Dinâmica, na qual está inserido o âmbito deste projecto tem por objectivo planear e orientar metodologias de manutenção preventiva, assim como desenvolver a actividade de inspecção sobre o equipamento dinâmico (bombas, Aeroventiladores, motores eléctricos por ex.) existentes na Refinaria, no sentido de garantir o bom funcionamento dos equipamentos com o máximo de fiabilidade e segurança. Como tal de seguida são enunciadas as principais actividades da área [34]:

- Implementação / Execução das rotinas de recolha e análise de vibrações
- Emissão e controlo dos planos preventivos de metalomecânica e lubrificação
- Apoio técnico na especialidade às diversas áreas da Refinaria
- Diagnóstico de causas das avarias do equipamento dinâmico e propostas de melhoria
- Propostas de normalização / alteração de peças de reserva dos equipamentos dinâmicos
- Coordenação das entidades externas de inspecção

Fábrica de Combustíveis

As operações de refinação são realizadas nas unidades processuais que no caso da Refinaria de Matosinhos, se integram nas Fábricas de Combustíveis, de Óleos Base e de Aromáticos. Completa a linha produtiva do complexo industrial a Fábrica de Lubrificantes, onde a principal operação é a lotação (mistura) de componentes [34].

A Fábrica dos Combustíveis (figura 76) é constituída por um conjunto de unidades processuais que, utilizando como carga principal o Petróleo Bruto, permitem obter uma vasta gama de produtos combustíveis nos quais se inclui também a matéria-prima da Fábrica de Aromáticos e Solventes [34].



Figura 76 - Fábrica dos Combustíveis [34]

Os produtos combustíveis são obtidos através de operações de separação física, tratamento químico ou ainda por processos de conversão da estrutura molecular de algumas famílias de hidrocarbonetos [34].

O processo industrial desta fábrica é constituído por 14 unidades principais, divididos por 2 linhas de fabrico: linha 1 e linha 2. A Unidade 3000 está situada na linha 2 [34].

Na unidade 3000 dá-se a destilação de Petróleo Bruto, separando-o em fracções mais simples, que poderão ser tratadas em unidades processuais a jusante, passando a constituir componentes de produtos comerciais [34].

A alimentação da unidade é normalmente constituída por uma mistura de diversos petróleos brutos com diferentes características, de modo a otimizar e ajustar as produções obtidas às necessidades do mercado. A alimentação da unidade é feita directamente a partir da armazenagem de petróleo bruto [34].

A secção de rectificação desta unidade é também alimentada com o produto de topo do *topping* da unidade 2000 da Fábrica de Óleos Base. Este constitui a fracção destilada mais leve do petróleo bruto com um ponto final de destilação de 165°C [34].

Os produtos obtidos nesta unidade são os seguintes [34]:

- Efluente de LPG, obtido num acumulador e enviado como alimentação parcial a uma unidade de recuperação de gases.
- Efluente líquido de gasolina leve, saído do fundo de uma coluna de estabilização que é enviado como carga de alimentação a outra unidade ou vai para uma armazenagem intermédia.

- Efluente líquido de gasolina pesada, proveniente do fundo de uma coluna de fraccionamento de gasolina que é encaminhado como carga de alimentação para outra unidade ou para armazenagem intermédia.
- Efluente líquido de petróleo obtido no rectificador de petróleo que é bombeado para a alimentação da unidade de tratamento de petróleo ou para a armazenagem.
- Efluente líquido de gasóleo, vindo do rectificador de gasóleo e enviado para as unidades de dessulfuração de gasóleo ou armazenagem intermédia.
- Efluente líquido de resíduo, proveniente do fundo da coluna de destilação atmosférica e conduzido para a armazenagem final como componente de fuel óleo.

Anexo B – Análise de Fiabilidade

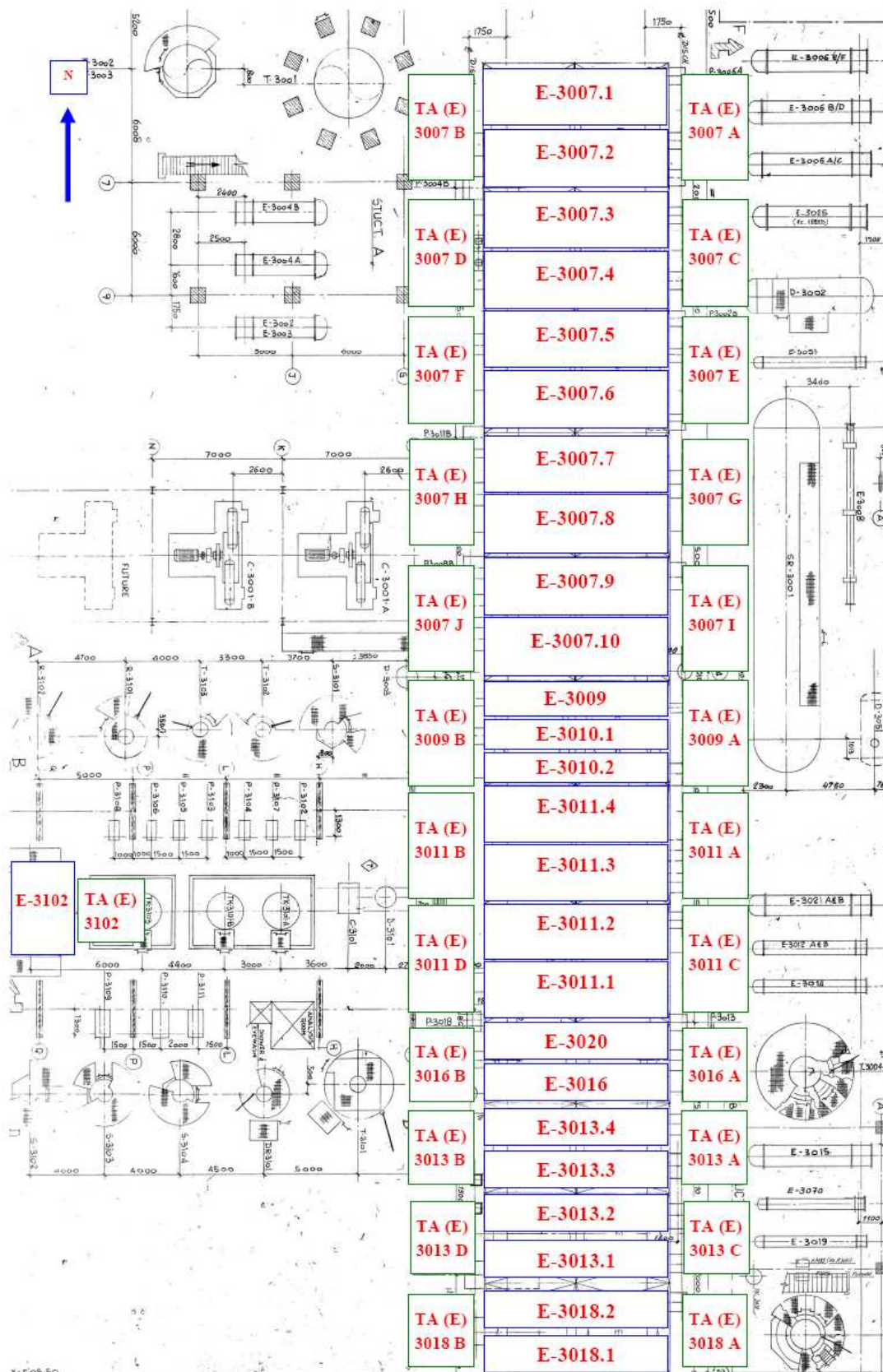


Figura 77 - Disposição dos Aeroarrefecedores na Unidade 3000

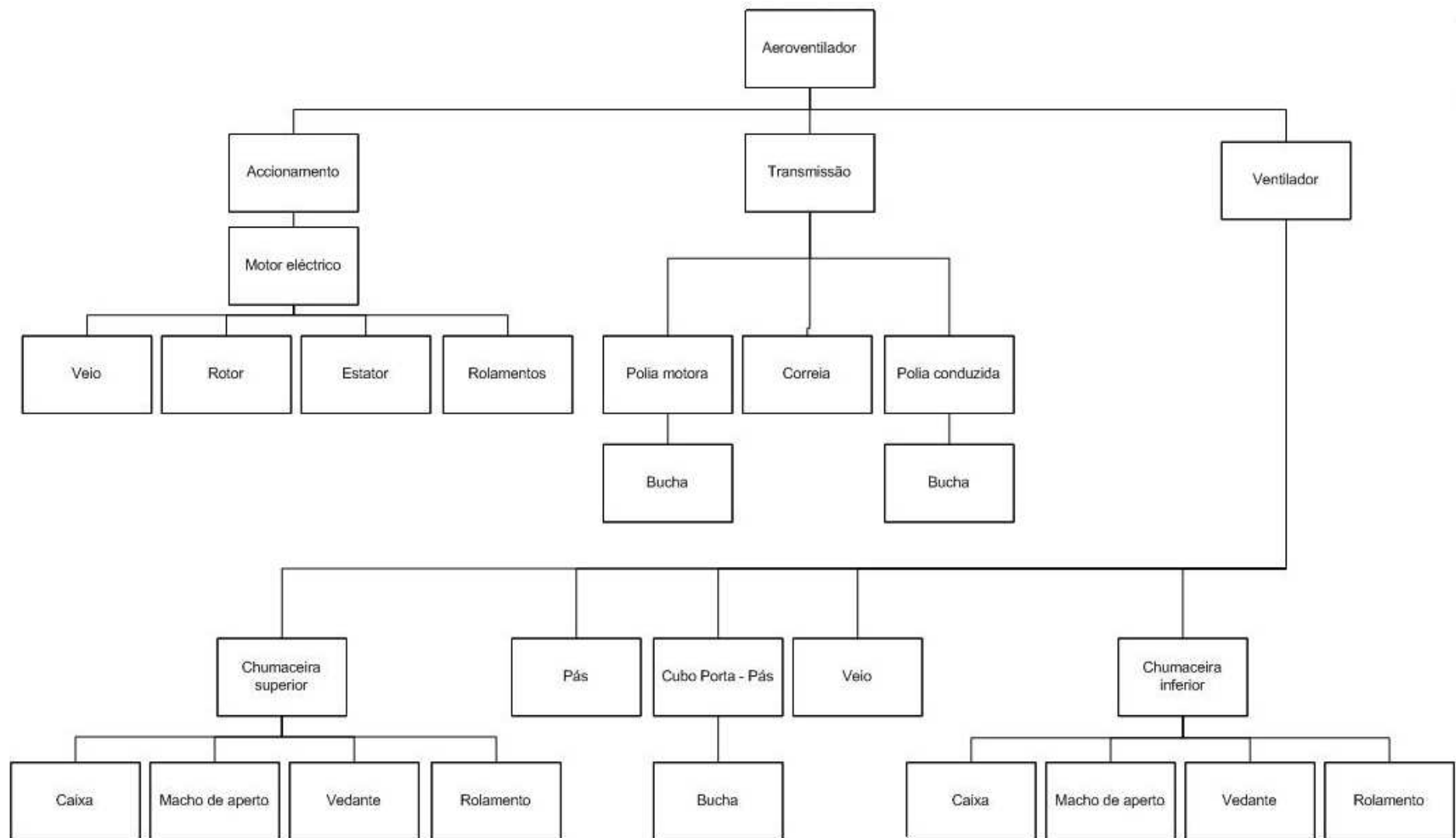


Figura 78 - Diagrama mecânico do Aeroventilador

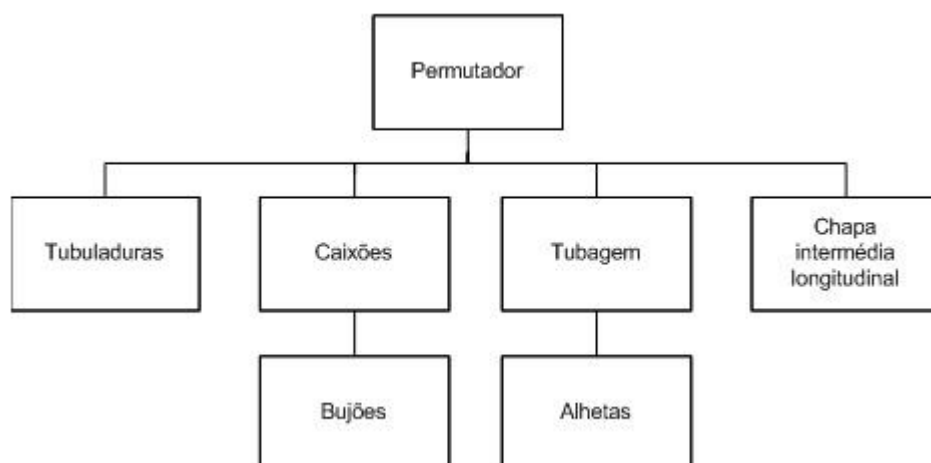


Figura 79 - Diagrama mecânico do Permutador



Figura 80 - Diagrama mecânico do Sistema de Lubrificação

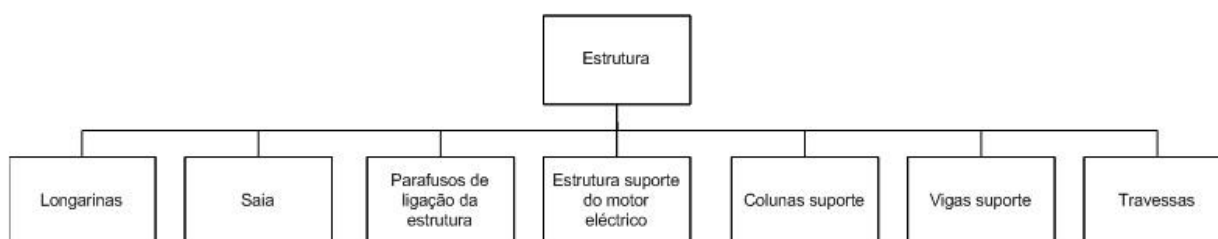


Figura 81 - Diagrama mecânico da Estrutura

Tabela 29 - FMEA Teórica

Sistema ou componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Motor eléctrico	Transformação de energia eléctrica em energia mecânica para efectuar o accionamento	Inexistência de alimentação	Cabo de alimentação partido	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Protecção do motor actuada	Protecção desafinada	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Protecção do motor ausente	Falha no circuito de comando (ausência de fusíveis)	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Tensão ou frequência muito acima do valor nominal	Condições instáveis de alimentação, secção dos cabos de alimentação incorrecta	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Rotor roça no estator	Desalinhamento do veio	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Fusíveis queimados	Curto-circuito nos condutores	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Curto-circuito no motor			
			Terminais ligados incorrectamente			
			Falha de terra no motor			
		Disjuntores desligam imediatamente	Sobrecarga elevada	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Queda de tensão	Secção dos cabos mal dimensionada	Accionamento deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Arrefecimento inadequado	Ventilação obstruída	Diminuição do tempo de vida do motor	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
		Perda de uma fase	Mau contacto	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Rolamentos gripados	Falta de lubrificação	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Lubrificante inadequado			
			Desgaste por partículas abrasivas, corrosão e humidade			
			Desgaste por vibração			
			Montagem incorrecta			
			Sobrecarga			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
		Ruptura dos rolamentos por fadiga	Cargas irregulares concentradas	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
		Binário irregular	Regulação incorrecta do conversor de frequência	Accionamento deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Carcaça do motor degradada	Condições atmosféricas e ambiente corrosivo	Diminuição do tempo de vida do motor	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente

Tabela 30 - Continuação da FMEA Teórica

Sistema ou componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Polias/Correia	Transmissão de movimento	Bandas da correia fora das ranhuras da polia	Desalinhamento das polias	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Secção dos canais das polias mal escolhida			
			Desgaste nos canais das polias			
			Correias com tensionamento baixo			
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Correia desgastada			
		Desgaste nos flancos das bandas da correia	Secção dos canais das polias mal escolhida	Transmissão deficiente com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Ângulo dos canais das polias mal escolhido			
			Desgaste nos canais das polias			
			Desalinhamento das polias			
			Diâmetro da polia motora inferior ao recomendado pelo fabricante			
		Dilatação ou contracção da correia	Contaminação por óleo ou outro produto químico	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Cortes e fissuras na base da correia	Diâmetro da polia motora inferior ao recomendado pelo fabricante	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Temperatura de trabalho superior ou inferior á aconselhada pelo fabricante			
			Contaminação por óleo ou outro produto químico			
		Correia partida	Dimensionamento da transmissão mal efectuado	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Correia presa na polia			
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Excessiva carga de arranque			
		Deslizamento da correia	Alteração do entre-eixo durante o funcionamento	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Desgaste nos canais das polias			
			Dimensionamento da transmissão mal efectuado			
			Elementos de tracção da correia danificados			
		Delaminação na correia	Diâmetro das polias muito pequeno	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Excessiva vibração na transmissão	Tipo de correia mal escolhida	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Dimensionamento da transmissão mal efectuado			
			Distância de entre-eixo maior do que o recomendado			
			Componentes da transmissão soltos			
			Excessiva carga de arranque			
			Correias com tensionamento baixo			

Tabela 31 - Continuação da FMEA Teórica

Sistema ou componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Polias/Correia	Transmissão de movimento	Separação das bandas da correia	Polias desgastadas	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Secção dos canais das polias mal escolhida			
		Excessivo ruído na transmissão	Deslizamento da correia	Transmissão deficiente e com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Contaminação por óleo ou outro produto químico			
			Componentes da transmissão soltos			
			Desalinhamento das polias			
			Tipo de correia mal escolhida			
			Polias desgastadas			
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
		Polia da partida ou danificada	Incorrecta instalação da polia	Transmissão deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Excessiva velocidade de rotação			
			Incorrecta instalação da correia			
		Rápido e severo desgaste dos canais da polia	Excessivo tensionamento da correia	Transmissão deficiente com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Presença de detritos ou contaminação na transmissão			
Veio	Transmissão de binário para o ventilador	Veio partido por fadiga mecânica	Cargas cíclicas elevadas	Não há transmissão de binário	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Desgaste acentuado	Cargas elevadas	Transmissão de binário deficiente com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
Chumaceiras	Realizam o apoio dos componentes rotativos	Sobreaquecimento	Deficiente lubrificação	Ventilador parado	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Rolamentos gripados	Falta de lubrificação	Ventilador parado	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Lubrificante inadequado			
			Desgaste por partículas abrasivas, corrosão e humidade			
			Desgaste por vibração			
			Montagem incorrecta			
			Sobrecarga			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
		Desgaste acentuado	Contacto entre o veio e a chumaceira	Produção de caudal de ar deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Ruptura dos rolamentos por fadiga	Cargas irregulares concentradas	Ventilador parado	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
		Corrosão	Lubrificante degradado	Ventilador parado	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto

Tabela 32 - Continuação da FMEA Teórica

Sistema ou componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Pás	Produção de caudal de ar	Pás partidas	Velocidade de rotação excessiva	Não existe produção de caudal de ar	Aeroventilador não funciona	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Desequilíbrio das pás			
			Pás com ângulos de ataque diferentes			
			Pás com ângulos de ataque incorrectos			
			Distância inadequada entre a ponta das pás e a saia			
			Agregação das pás ao cubo mal efectuada			
		Superfície das pás degradada	Material de fraca qualidade	Produção do caudal de ar deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Condições atmosféricas			
		Vibração das pás	Lubrificante degradado	Produção do caudal de ar deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Velocidade de rotação excessiva			
			Desequilíbrio das pás			
			Pás com ângulos de ataque diferentes			
			Pás com ângulos de ataque incorrectos			
			Distância inadequada entre a ponta das pás e a saia			
			Agregação das pás ao cubo mal efectuada			
			Vibração transmitida pela estrutura onde está instalado o cubo			
			Desalinhamento do veio			
			Chumaceiras que suportam o veio desgastadas			
Permutador	Efectuar a transferência de calor entre o caudal de ar e o produto	Fuga nos bujões	Corrosão	Paragem do Permutador	Não é efectuado o arrefecimento do produto	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Mal apertados			
		Fuga na tubagem	Corrosão	Paragem do Permutador	Não é efectuado o arrefecimento do produto	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Alhetas em mau estado	Corrosão	Arrefecimento do produto não eficaz	Arrefecimento do produto não eficaz	Arrefecimento do produto não eficaz
			Sujidade			
		Desgaste da chapa intermédia longitudinal	Desgaste	Segurança comprometida	Aeroarrefecedor com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			

Tabela 33 - Continuação da FMEA Teórica

Sistema ou componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Estrutura	Suporte de todos os componentes do Aeroarrefecedor	Saías degradadas	Corrosão	Aproveitamento do caudal de ar gerado pelas pás deficiente	Aeroarrefecedor com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Condições atmosféricas			
		Rede de protecção solta	Má montagem	Segurança comprometida	Aeroarrefecedor com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
		Estrutura suporte do motor eléctrico e ventilador degradada	Corrosão	Segurança comprometida e vibrações na estrutura global	Aeroarrefecedor com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Condições atmosféricas			
			Vibração do motor eléctrico			
			Má montagem			
		Travessas e longarinas em mau estado	Corrosão	Segurança comprometida e vibrações na estrutura global	Aeroarrefecedor com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Condições atmosféricas			
			Vibração			
			Má montagem			
Sistema de lubrificação	Assegurar a lubrificação dos rolamentos do motor eléctrico e das chumaceiras	Tubo de lubrificação danificado	Corrosão	Diminuição do tempo de vida do motor e das chumaceiras	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente

Tabela 34 - FMEA Real

Sistema ou Componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Motor eléctrico	Transformação de energia eléctrica em energia mecânica para efectuar o accionamento	Rolamentos danificados	Falta de lubrificação	Produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Lubrificante inadequado			
			Desgaste por partículas abrasivas, corrosão e humidade			
			Desgaste por vibração			
			Montagem incorrecta			
			Sobrecarga			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
			Cargas irregulares concentradas			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
		Falha desconhecida com paragem do Motor eléctrico	Desconhecida provocando a paragem do motor eléctrico	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Falha nos dispositivos de protecção e controlo motor eléctrico	curto-circuito nos condutores	Não há accionamento	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			curto-circuito no motor			
			Terminais ligados incorrectamente			
			Falha de terra no motor			
			Sobrecarga elevada			
		Variador de velocidade danificado	Regulação incorrecta do conversor de frequência	Accionamento deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Oscilações da amperagem	Correia mal tensionada	Accionamento deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
		Tampa do ventilador degradada	Corrosão	Diminuição do tempo de vida do motor	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			
		Carcaça degradada	Corrosão	Diminuição do tempo de vida do motor	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			

Tabela 35 - Continuação da FMEA Real

Sistema ou Componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Polias/Correia	Transmissão de movimento	Polia motora partida ou danificada	Incorrecta instalação da polia	Transmissão deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Excessiva velocidade de rotação			
			Incorrecta instalação da correia			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Presença de detritos ou contaminação na transmissão			
		Polia conduzida partida ou danificada	Incorrecta instalação da polia	Transmissão deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Excessiva velocidade de rotação			
			Incorrecta instalação da correia			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Presença de detritos ou contaminação na transmissão			
		Correia desgastada	Desalinhamento das polias	Transmissão deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Secção dos canais das polias mal escolhida			
			Desgaste nos canais das polias			
			Correias com tensionamento baixo			
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Ângulo dos canais das polias mal escolhido			
			Diâmetro da polia motora inferior ao recomendado pelo fabricante			
			Contaminação por óleo ou outro produto químico			
			Temperatura de trabalho superior ou inferior á aconselhada pelo fabricante			
		Correia partida	Dimensionamento da transmissão mal efectuado	Não há transmissão	Aeroventilador parado	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Correia presa na polia			
			Entrada de um corpo estranho na transmissão			
			Excessiva carga de arranque			
		Correia mal tensionamento	Alteração do entre-eixo durante o funcionamento	Transmissão deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Desgaste nos canais das polias			
			Dimensionamento da transmissão mal efectuado			
			Elementos de tracção da correia danificados			
		Falha na equilibragem do conjunto rotativo	Desalinhamento das polias	Transmissão deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Desequilíbrio das pás			
			Folgas na chumaceira			

Tabela 36 - Continuação da FMEA Real

Sistema ou Componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Veio	Transmissão de binário para o ventilador	Veio empenado ou desgastado	Cargas cíclicas elevadas	Transmissão de binário deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Cargas elevadas			
Chumaceiras	Realizam o apoio dos componentes rotativos	Conjunto das chumaceiras danificado	Falta de lubrificação	Alteração da posição do veio, cubo e pás com produção de vibrações e ruído	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Lubrificante inadequado			
			Desgaste por partículas abrasivas, corrosão e humidade			
			Desgaste por vibração			
			Montagem incorrecta			
			Sobrecarga			
			Excessivo tensionamento da correia			
			Desalinhamento do veio			
			Contacto entre o veio e a chumaceira			
			Cargas irregulares concentradas			
Pás	Produção de caudal de ar	Ângulo incorrecto	Agregação das pás ao cubo mal efectuada	Produção do caudal de ar deficiente	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Chumaceiras que suportam o veio desgastadas			
			Velocidade de rotação excessiva			
			Desalinhamento do veio			
		Pás partidas ou danificadas	Velocidade de rotação excessiva	Produção do caudal de ar deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Desequilíbrio das pás			
			Pás com ângulos de ataque diferentes			
			Desalinhamento do veio			
			Pás com ângulos de ataque incorrectos			
			Chumaceiras que suportam o veio desgastadas			
			Agregação das pás ao cubo mal efectuada			
			Pás entram em contacto com a estrutura da saia			
			Agregação das pás ao cubo mal efectuada			
			Material de fraca qualidade			
			Condições atmosféricas			
		Pás soltas	Agregação das pás ao cubo mal efectuada	Produção do caudal de ar deficiente com produção de ruído e vibrações	Aeroventilador com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
Permutador	Efectuar a transferência de calor entre o caudal de ar e o produto	Fuga nos bujões	Corrosão	Substituição dos bujões	Não é efectuado o arrefecimento do produto	Não é efectuado o arrefecimento do produto
			Mal apertados			
		Fuga na tubagem	Corrosão	Reentubagem da tubagem	Não é efectuado o arrefecimento do produto	Não é efectuado o arrefecimento do produto
		Alhetas em mau estado	Corrosão	Arrefecimento do produto não eficaz	Arrefecimento do produto não eficaz	Arrefecimento do produto não eficaz
			Sujidade			
		Desgaste da chapa intermédia longitudinal	Desgaste	Segurança comprometida	Aeroarrefecedor com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			

Tabela 37 - Continuação da FMEA Real

Sistema ou Componente	Função	Modo de falha	Causa da falha	Efeitos da falha		
				Subconjunto	Subsistema	Sistema
Estrutura	Suporte de todos os componentes do Aeroarrefecedor	Saías degradadas	Corrosão	Aproveitamento do caudal de ar gerado pelas pás deficiente	Aeroarrefecedor com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Condições atmosféricas			
		Rede de protecção solta ou danificada	Má montagem	Segurança comprometida	Aeroarrefecedor com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
		Estrutura suporte do motor eléctrico e ventilador degradada	Corrosão	Segurança comprometida e vibrações na estrutura global	Aeroarrefecedor com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Condições atmosféricas			
			Vibração do motor eléctrico			
		Travessas e longarinas em mau estado	Má montagem	Segurança comprometida e vibrações na estrutura global	Aeroarrefecedor com baixa eficiência	Arrefecimento do produto não eficaz
			Corrosão			
			Condições atmosféricas			
			Vibração			
Sistema de lubrificação	Assegurar a lubrificação dos rolamentos do motor eléctrico e das chumaceiras	Grasseurs danificados	Má montagem	Compromete a lubrificação das chumaceiras e dos rolamentos do motor eléctrico	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Má utilização por parte do operador			
		Tubos de lubrificação danificados	Corrosão	Diminuição do tempo de vida do motor e das chumaceiras	Aeroventilador com funcionamento normal	Arrefecimento do produto efectuado correctamente
			Condições atmosféricas			
			Má montagem			

Tabela 38 - Exemplo de uma ordem de trabalho proveniente do programa SAP

21095944	E-3018A	Reparação geral	14.08.2006
---	DRP-FCO-3000-BEM-3018-A	ARREFECEDOR L.S.R.	
---	20003014	ARREFECEDOR L.S.R.	
---	110087225	REPARAR E-3018A CONF. RID 0609009	0,00
---	0010	E-3018A Reparação geral	CMM-MEC 56,000 H
	---	5473	CHUMACEIRA F4B-E-215R, 2 15/16
	---	5472	CHUMACEIRA F4B-SCM-215, 2" 15/16
	---	34916	PA VENTONHA TB 12
	---	39140	POLIA 800-SPB 3-80 (P/BUCHA MGT-80)
	---	39157	BUCHA FIXACAO M.G.T 80X70
	---	51539	PORCA SEXTAVADA FERRO CADMIADO M20
---	51539	6 UN	1,84 EUR
---	5473	1 UN	401,48 EUR
---	5472	1 UN	244,45 EUR
---	34916	1 UN	532,17 EUR
---	39140	1 UN	341,08 EUR
---	39157	1 UN	46,83 EUR
---			1.567,85
---			773,36

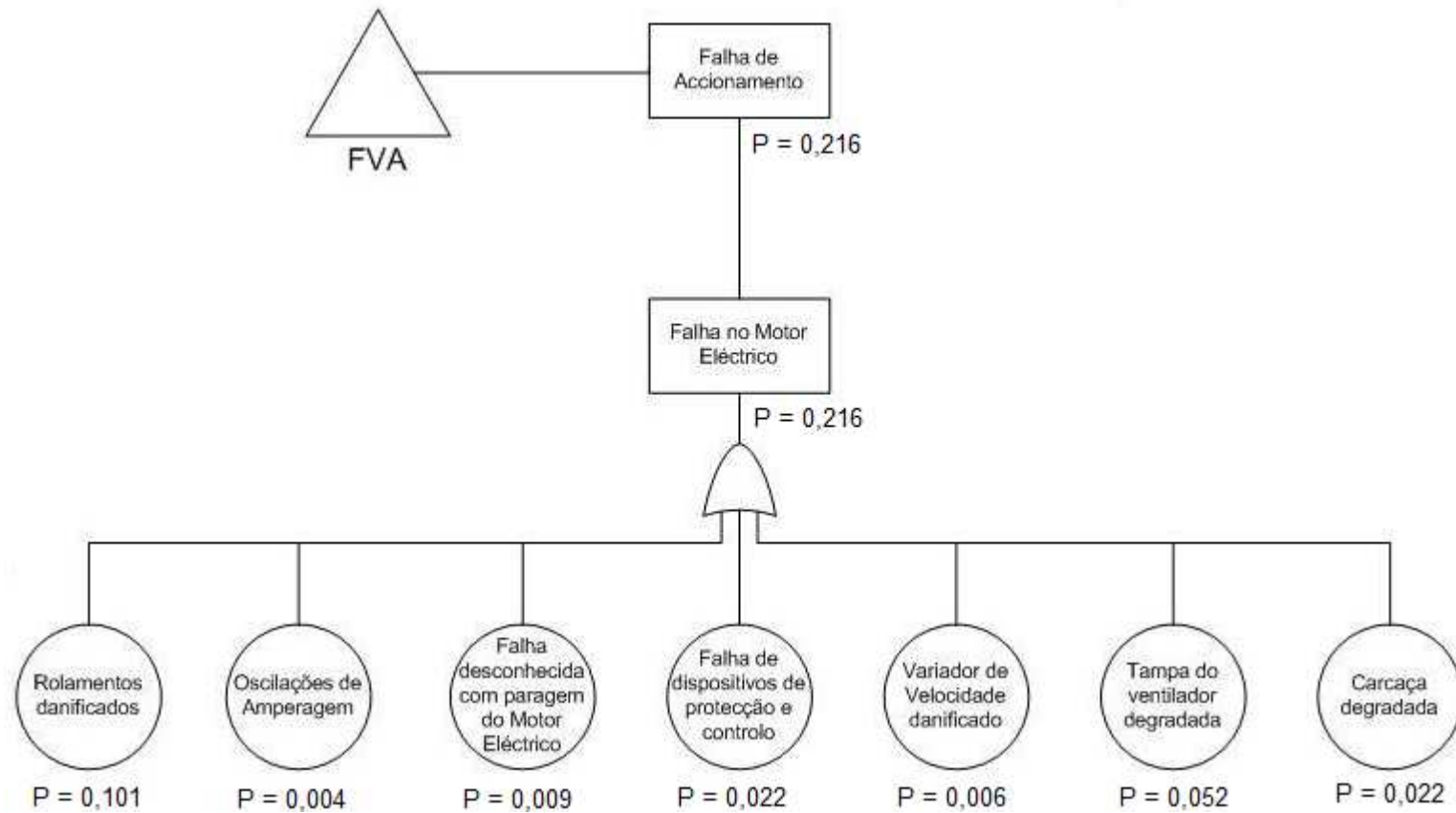


Figura 82 - Árvore de falhas do conjunto Accionamento

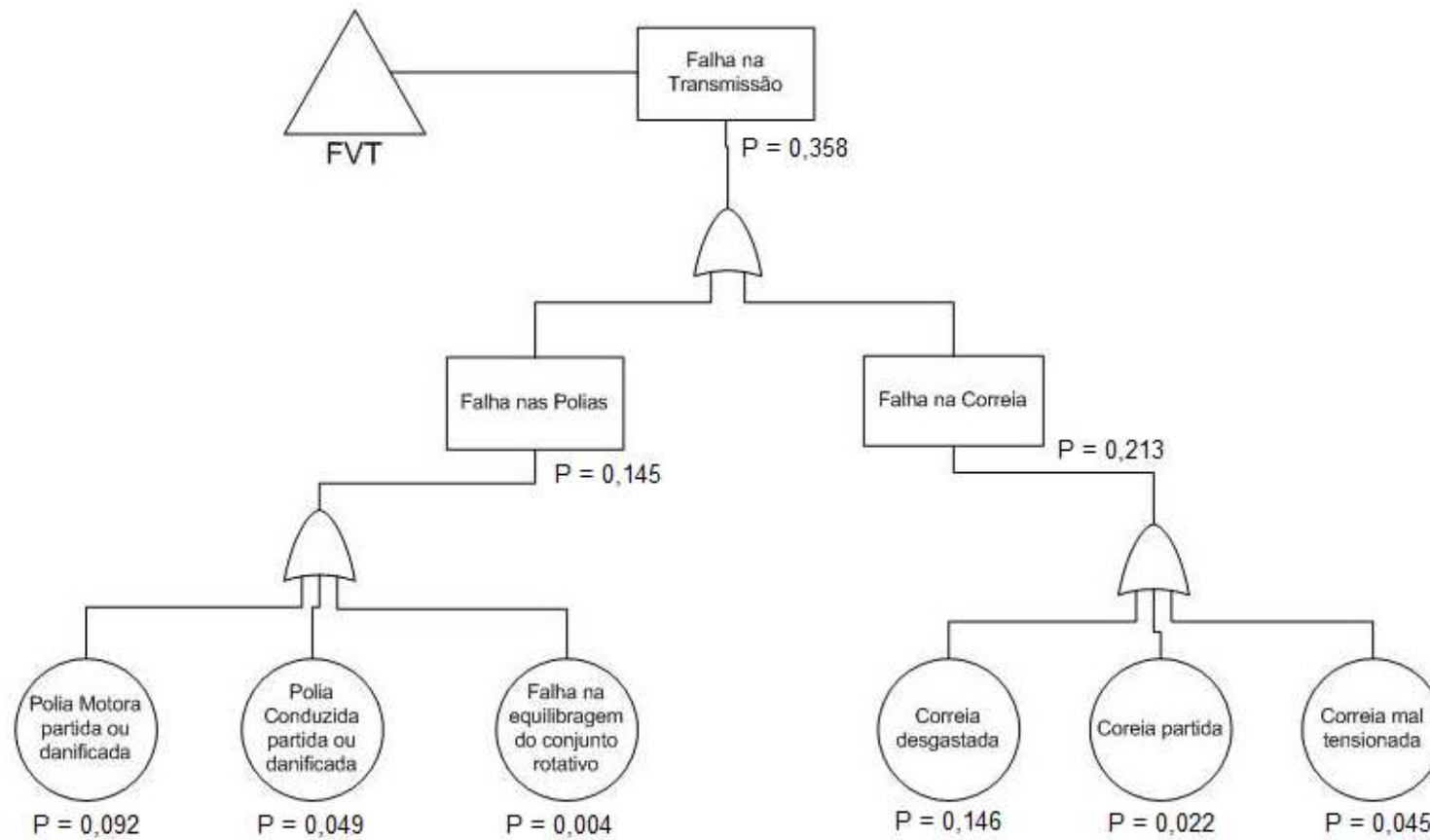


Figura 83 - Árvore de falhas do conjunto Transmissão

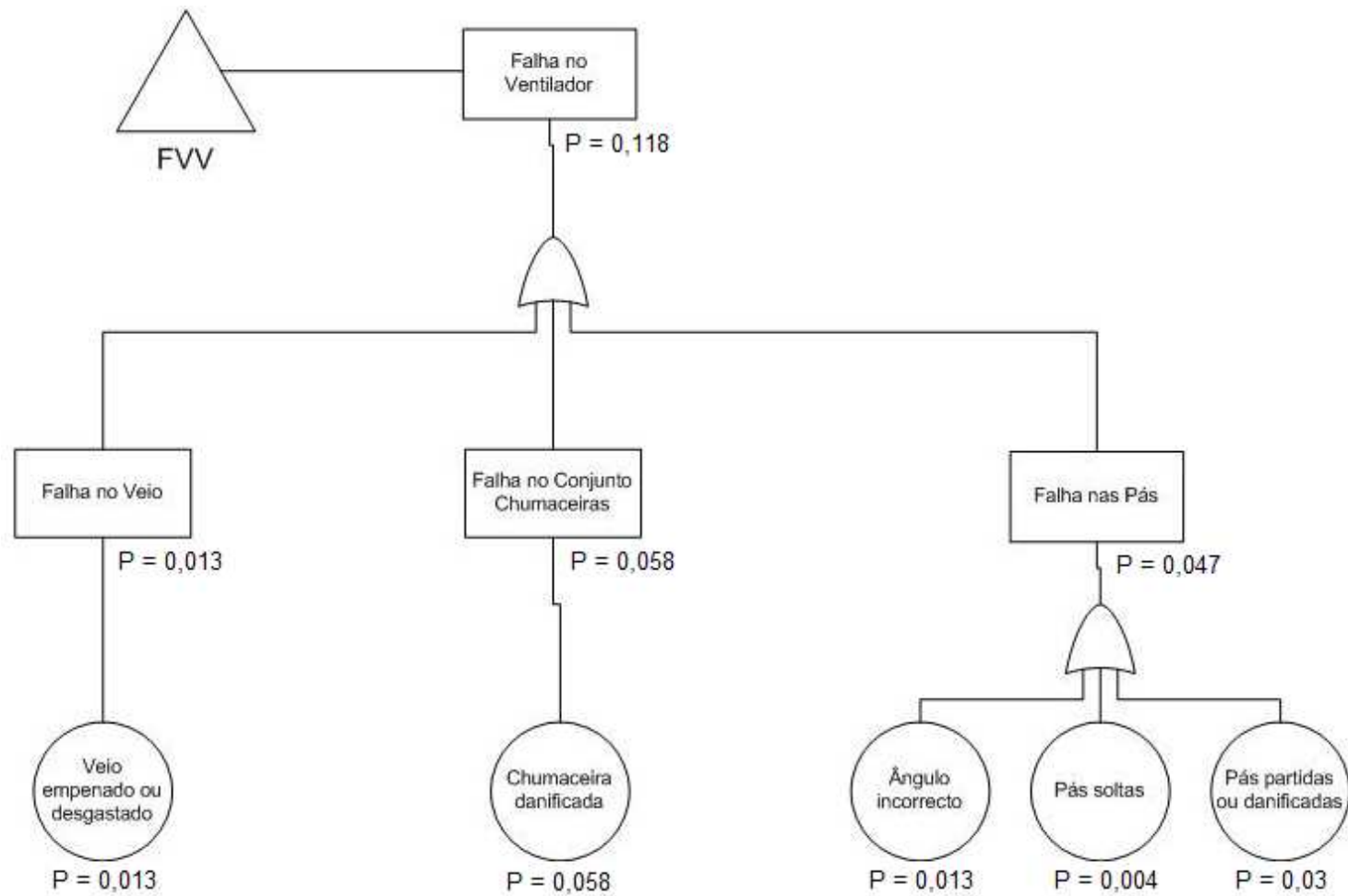


Figura 84 - Árvore de falhas do conjunto Ventilador

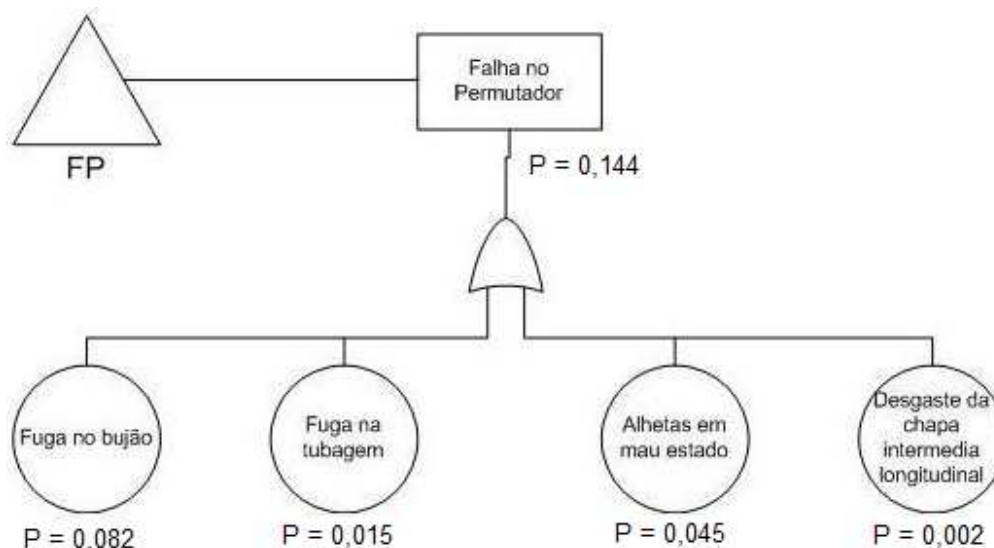


Figura 85 - Árvore de falhas do subsistema Permutador

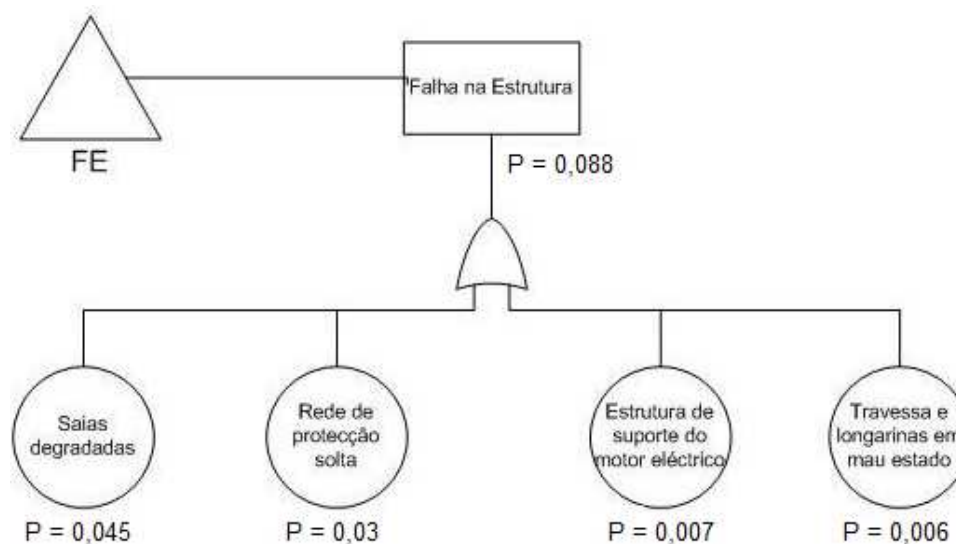


Figura 86 - Árvore de falhas do subsistema Estrutura

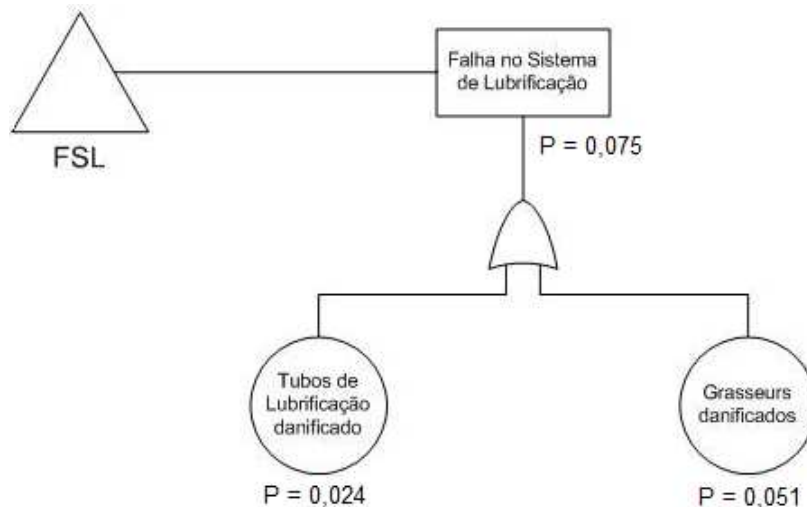


Figura 87 - Árvore de falhas do subsistema Sistema de lubrificação

Anexo C – Rolamentos do motor eléctrico

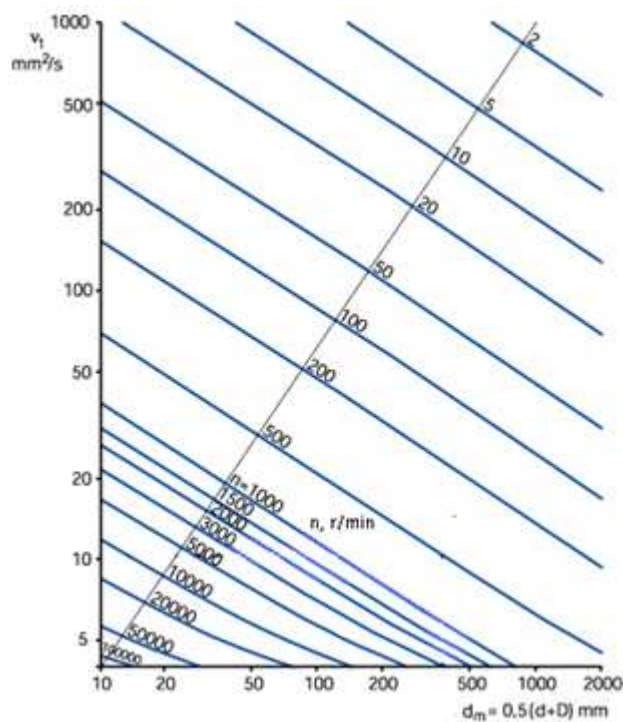
Tabela 39 - Ângulo de contacto da polia motora (β) e factor de arco de contacto (c_1) [14]

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1.00
0.05	177°	1.00
0.10	174°	1.00
0.15	171°	1.00
0.20	168°	0.99
0.25	165°	0.99
0.30	162°	0.99
0.35	160°	0.99
0.40	156°	0.99
0.45	153°	0.98
0.50	150°	0.98
0.55	147°	0.98
0.60	144°	0.98
0.65	141°	0.97
0.70	139°	0.97
0.75	136°	0.97
0.80	133°	0.96
0.85	130°	0.96
0.90	126°	0.96
0.95	123°	0.95
1.00	119°	0.94
1.05	115°	0.94
1.10	112°	0.93
1.15	109°	0.93
1.20	106°	0.92
1.25	103°	0.91
1.30	100°	0.91
1.35	96°	0.90
1.40	92°	0.88
1.45	88°	0.87
1.50	84°	0.86
1.55	80°	0.84
1.60	77°	0.83

Tabela 40 - Determinação de integrais $\int M \bar{M} dl$ pelo método Bonfim Barreiros

$\begin{matrix} M_2 \\ \text{UNITÁRIA} \\ M \\ \text{REAL} \end{matrix}$					
	$ab\ell$	$\frac{1}{2} ab\ell$	$\frac{1}{2} ab\ell$	$\frac{a\ell}{2} (b_1 + b_2)$	$\frac{1}{2} ab\ell$
	$\frac{b\ell}{2} (a_1 + a_2)$	$\frac{b\ell}{6} (a_1 + 2a_2)$	$\frac{b\ell}{6} (2a_1 + a_2)$	$\frac{\ell}{6} (2a_1 b_1 + a_1 b_2 + a_2 b_1 + 2a_2 b_2)$	$\frac{\ell}{6} [(1 + \beta) a_1 + (1 + \alpha) a_2]$
	$\frac{1}{2} ab\ell$	$\frac{ab\ell}{6} (1 + \alpha)$	$\frac{ab\ell}{6} (1 + \beta)$	$\frac{a\ell}{6} [(1 + \beta) b_1 + (1 + \alpha) b_2]$	$\frac{1}{3} ab\ell$
	$\frac{2}{3} ab\ell$	$\frac{1}{3} ab\ell$	$\frac{1}{3} ab\ell$	$\frac{1}{3} a\ell (b_1 + b_2)$	$\frac{ab\ell}{3} (1 + \alpha\beta)$
	$\frac{1}{3} ab\ell$	$\frac{1}{4} ab\ell$	$\frac{1}{12} ab\ell$	$\frac{a\ell}{12} (b_1 + 3b_2)$	$\frac{ab\ell}{12} (1 + \alpha + \alpha^2)$
	$\frac{2}{3} ab\ell$	$\frac{5}{12} ab\ell$	$\frac{1}{4} ab\ell$	$\frac{a\ell}{12} (3b_1 + 5b_2)$	$\frac{ab\ell}{12} (5 - \beta - \beta^2)$

* Parábola de 2º grau


Figura 88 - Viscosidade requerida v_1 na temperatura de funcionamento [16]

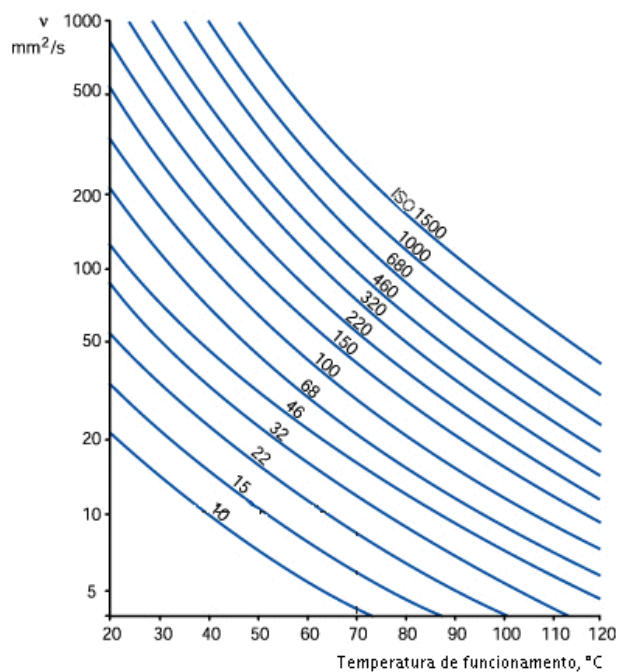


Figura 89 - Viscosidade na temperatura de funcionamento [16]

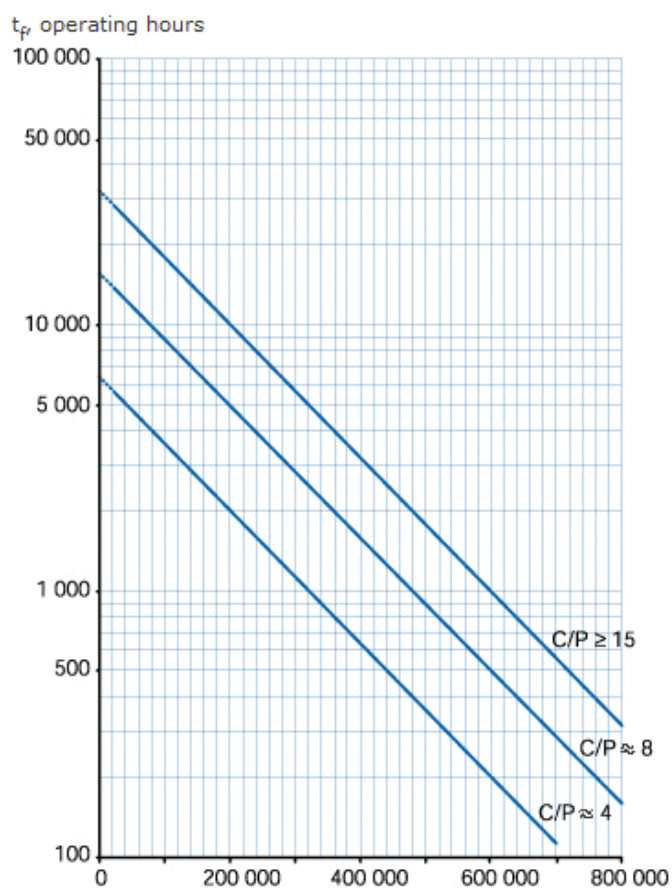


Figura 90 - Intervalos de relubrificação em temperaturas de funcionamento de 70°C [16]

Tabela 41 - Factor do rolamento relevante b_f

Tipo de rolamento ¹⁾	Fator do rolamento b_f	Limites recomendados para o fator de velocidade A para relação de cargas		
		C/P ≥ 15	C/P ≈ 8	C/P ≈ 4
		mm/min		
Rolamentos rígidos de esferas	1	500 000	400 000	300 000
Rolamentos de esferas de contato angular	1	500 000	400 000	300 000
Rolamentos autocompensadores de esferas	1	500 000	400 000	300 000
Rolamentos de rolos cilíndricos				
- rolamento sem anel interno fixo	1,5	450 000	300 000	150 000
- rolamento com anel interno fixo, sem cargas axiais externas				
ou com cargas axiais leves, mas alternantes	2	300 000	200 000	100 000
- rolamento com anel interno fixo, com carga axial leve agindo constantemente	4	200 000	120 000	60 000
- sem gaiola ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rolamentos de rolos de agulhas	3	350 000	200 000	100 000
Rolamentos de rolos cônicos	2	350.000	300.000	200.000

Tabela 42 - Intervalos de relubrificação e quantidade de massa lubrificante de rolamentos da série 63

Características		Intervalo de relubrificação (horas de funcionamento)												
		II pólos		IV pólos		VI pólos		VIII pólos		X pólos		XII pólos		Graxa
		60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	
SÉRIE RIE	6304	8700	10100	13300	14800	17100	19100							4
	6305	8000	9400	12600	14100	16200	18200	19300						6
	6306	7300	8700	12000	13400	15400	17200	18300						7
	6307	6600	8100	11400	12700	14500	16300	17300	19200					9
	6308	5900	7400	10800	12000	13700	15300	16300	18200	18600				11
	6309	5300	6900	10400	11600	13400	15000	16000	17800	18200	19900			13
	6310	4900	6400	9700	11000	12900	14600	19500	17300	17700	19500	19500		15
	6311	4300	5900	9500	10900	12700	14400	15300	17000	17500	19000	19000		18
	6312	3800	5400	9300	10300	12400	14300	15200	16500	16800	18200	18200		21
	6313	3100	4900	8900	10100	12200	14000	14800	16100	16400	17900	17900	19700	24
	6314	1100	2000	4100	5000	5900	6500	6900	7500	7700	8600	8600	9600	27
63	6315	1000	1800	4400	5000	5600	6300	6700	7600	7900	8900	8900	9900	30
	6316	700	1600	4100	4700	5700	6500	6800	7500	7700	8500	8500	9500	34
	6317	800	1300	3900	4700	5600	6300	6700	7400	7500	8300	8300	9300	37
	6318	—	1000	3800	4600	5500	6200	6600	7200	7400	8200	8200	9100	41
	6319	—	800	3700	4500	5400	6100	6500	7100	7300	8000	8000	8900	45
	6320	—	—	3600	4300	5300	6000	6300	7000	7100	7900	7900	8800	51
	6321	—	—	3400	4200	5100	5800	6200	6800	7000	7800	7800	8700	56
	6322	—	—	3100	4000	5000	5700	6100	6700	6900	7700	7700	8600	60

Anexo D – Controle da temperatura de saída dos Aeroarrefecedores

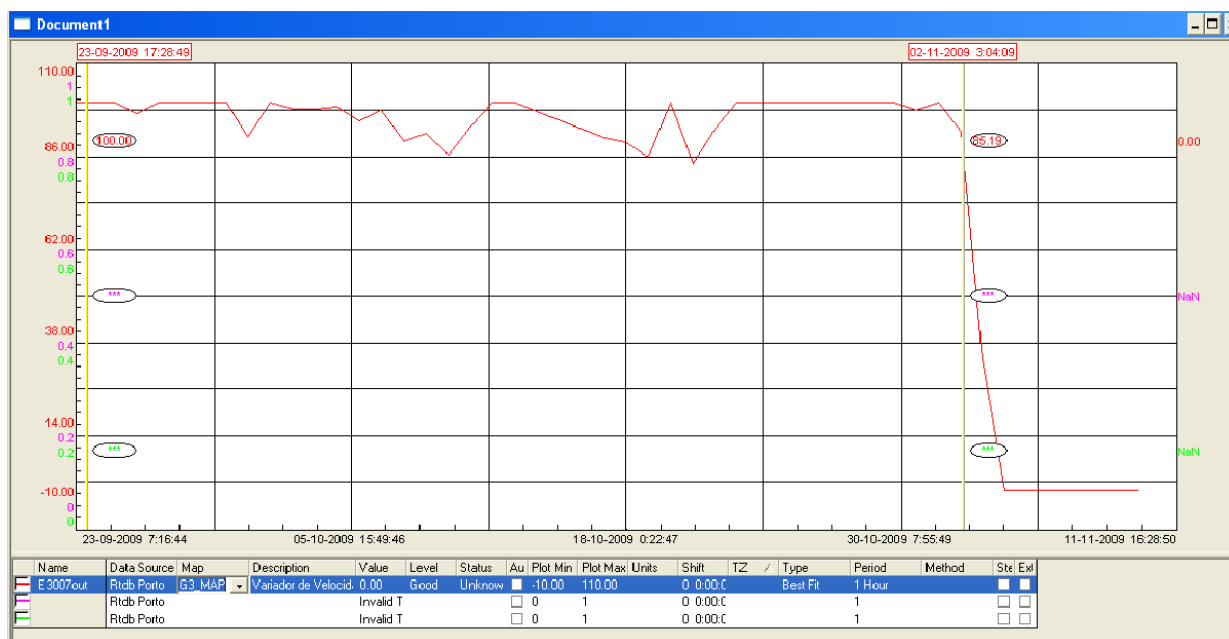


Figura 91 - Espectro de carga de utilização do variador de velocidade do Aeroventilador 3007 B

Anexo E – Transmissão

Tabela 43 - Densidade linear para os vários tipos de correias

Ribbed V-belts	PJ = 0.082 PM = 1.100	PL = 0.320	kg/m per 10 ribs
V-belts	SPZ = 0.074 SPB = 0.195 10 = 0.064 17 = 0.196 22 = 0.324 32 = 0.668	SPA = 0.123 SPC = 0.377 13 = 0.109 20 = 0.266 25 = 0.420 40 = 0.958	kg/m per belt kg/m per belt
Power belts	SPZ = 0.120 SPB = 0.261 3V/9J = 0.120 8V/25J = 0.693	SPA = 0.166 SPC = 0.555 5V/15J = 0.252	kg/m per rib kg/m per rib
Polyurethane toothed belts	T 2,5 = 0.015 T 10 = 0.048 AT 3 = 0.023 AT 10 = 0.063	T 5 = 0.024 T 20 = 0.084 AT 5 = 0.034 AT 20 = 0.106	kg/m per 10 mm width kg/m per 10 mm width

Tabela 44 - Constante da força centrífuga k_c

Section Kraftband	3V/9J	5V/15J	8V/25J	SPZ	SPA	SPB	SPC	A/HA	B/HB	C/HC
Single belt	3V/9N	5V/15N	8V/25N	SPZ	SPA	SPB	SPC	A/13	B/17	C/22
Minimum static belt tension per rib/single belt T (N)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
50	0.8			0.8	0.8			0.8		
75	1.2			1.2	1.0			1.0		
100	1.6			1.6	1.3			1.3		
125	2.1			2.1	1.6			1.6		
150	2.6			2.6	1.9			1.9	0.8	
175	3.0			3.0	2.2			2.2	0.9	
200	3.5			3.5	2.5			2.5	1.1	
225	4.0			4.0	2.8			2.8	1.2	
250	4.5			4.5	3.0			3.0	1.4	
275	4.9			4.9	3.3			3.3	1.5	
300	5.3	1.3		5.3	3.6	1.3		3.6	1.6	1.6
350	6.4	1.7		6.4	4.2	1.7		4.2	1.8	1.8
400	7.6	2.0		7.6	4.7	2.0		4.7	2.0	2.1
450	8.7	2.4		8.7	5.3	2.4		5.3	2.2	2.3
500	10.0	2.7		10.0	5.8	2.7		5.8	2.5	2.5
550		3.1				3.1			2.7	2.7
600		3.4				3.4	2.0		3.0	2.9
650		3.8				3.8	2.2		3.2	3.1
700		4.1				4.1	2.4		3.5	3.4
800		4.8				4.8	2.8		4.2	3.8
900		5.5				5.5	3.3		4.8	4.2
1000		6.2				6.2	3.7		5.3	4.7
1100		6.9				6.9	4.1			5.1
1200		7.6	2.9			7.6	4.5			5.5
1300		8.3	3.3			8.3	5.0			
1400		9.0	3.7			9.0	5.4			
1500		9.7	4.1			9.7	5.8			
1600		10.4	4.6			10.4	6.3			
1700		11.1	5.0			11.1	6.8			
1800		11.8	5.5			11.8	7.3			
1900			6.0				7.8			
2000			6.5				8.3			
2100			7.0				8.8			
2200			7.5				9.3			
2300			8.0				9.8			
2400			8.6							
2500			9.6							
2600			10.6							
2700			11.7							
2800			12.8							
2900			13.5							
3000			14.2							
3100			14.9							
3200			15.6							
3300			16.3							
"k" for kraftbands	0.12	0.25	0.69	0.12	0.16	0.25	0.55	0.16	0.27	0.45
"k" for single belts	0.07	0.19	0.57	0.07	0.12	0.19	0.37	0.11	0.20	0.33

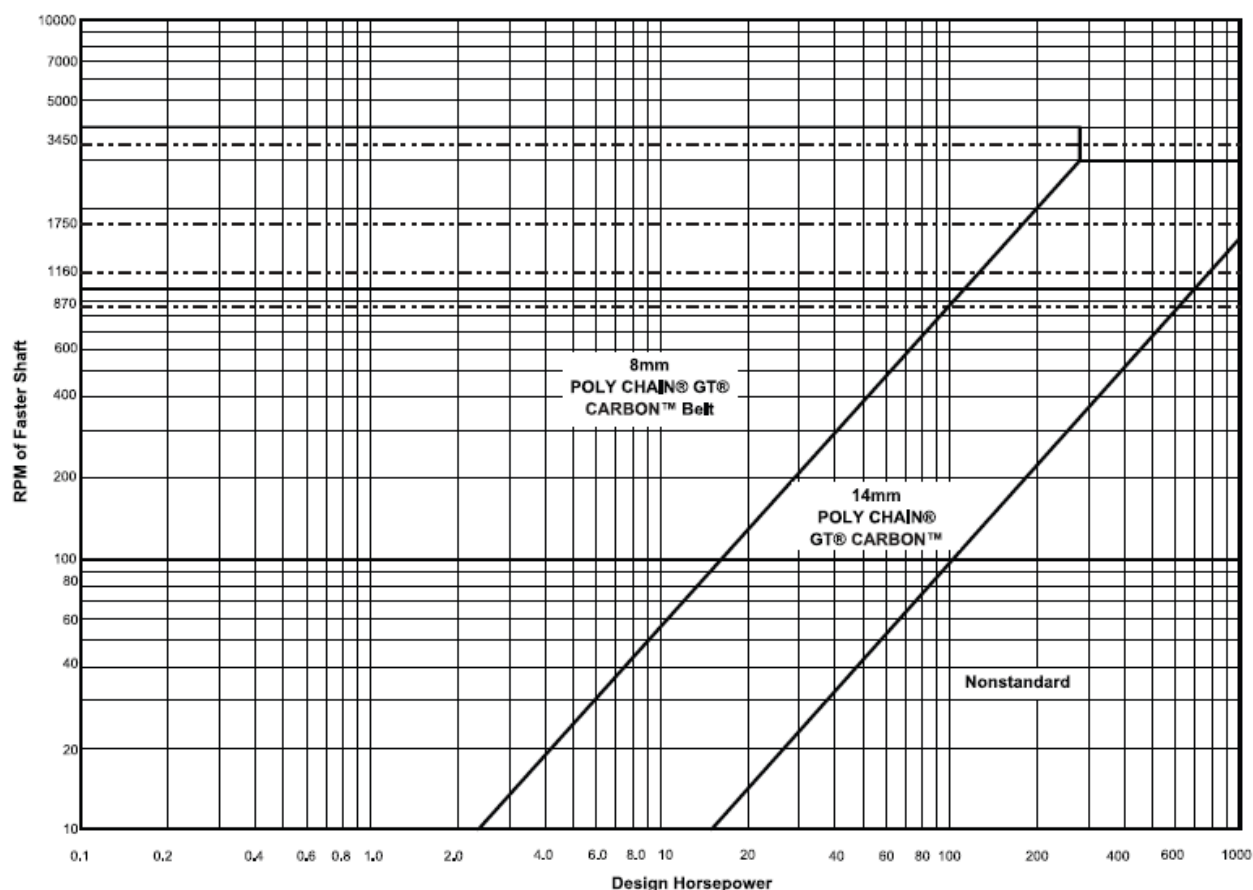


Figura 92 - Selecção do passo da correia [23]

Tabela 45 - Diâmetros de polias mínimos para motores eléctricos segundo a NEMA [23]

Motor Frame Code	Shaft Dia. (in)	Horsepower at Synchronous Speed (rpm)				Synchronous Belts Min. Pitch Dia. (in)
		3600 (3450)	1800 (1750)	1200 (1160)	900 (870)	
143T	0.875	1-1/2	1	3/4	1/2	2.0
145T	0.875	2—3	1-1/2—2	1	3/4	2.2
182T	1.125	3	3	1-1/2	1	2.2
182T	1.125	5	—	—	—	2.4
184T	1.125	—	—	2	1-1/2	2.2
184T	1.125	5	—	—	—	2.2
184T	1.125	7-1/2	5	—	—	2.7
213T	1.375	7-1/2—10	7-1/2	3	2	2.7
215T	1.375	10	—	5	3	2.7
215T	1.375	15	10	—	—	3.4
254T	1.625	15	—	7-1/2	5	3.4
254T	1.625	20	15	—	—	4.0
256T	1.625	20—25	—	10	7-1/2	4.0
256T	1.625	—	20	—	—	4.0
284T	1.875	—	—	15	10	4.0
284T	1.875	—	25	—	—	4.0
286T	1.875	—	30	20	15	4.7
324T	2.125	—	40	25	20	5.4
236T	2.125	—	50	30	25	6.1
364T	2.375	—	—	40	30	6.1
364T	2.375	—	60	—	—	6.7
365T	2.375	—	—	50	40	7.4
365T	2.375	—	75	—	—	7.7

Tabela 46 - Selecção das dimensões das polias e do comprimento da correia [23]

Center Distance, Inches								Speed Ratio	Sprocket Combinations			
									DriveR		DriveN	
14MGT-3136 P.L. 123.46 224 Teeth	14MGT-3304 P.L. 130.08 236 Teeth	14MGT-3360 P.L. 132.28 240 Teeth	14MGT-3500 P.L. 137.79 250 Teeth	14MGT-3850 P.L. 151.57 275 Teeth	14MGT-3920 P.L. 154.33 280 Teeth	14MGT-4326 P.L. 170.31 309 Teeth	14MGT-4410 P.L. 173.62 315 Teeth		Number of Grooves	Pitch Diameter (Inches)	Number of Grooves	Pitch Diameter (Inches)
36.57	39.98	41.11	43.93	50.96	52.36	60.46	62.14	4.118	34	5.985	140	24.562
23.70	27.58	28.82	31.89	39.33	40.79	49.16	50.88	4.167	48	8.421	200	35.089
28.42	32.03	33.21	36.15	43.38	44.82	53.06	54.76	4.186	43	7.544	180	31.580
31.01	34.54	35.70	38.59	45.74	47.16	55.35	57.04	4.200	40	7.018	168	29.475
			26.32	34.28	35.80	44.43	46.18	4.226	53	9.299	224	39.300
36.68	40.10	41.23	44.05	51.08	52.49	60.59	62.26	4.242	33	5.790	140	24.562
31.13	34.65	35.81	38.71	45.86	47.28	55.47	57.16	4.308	39	6.842	168	29.475
36.80	40.22	41.35	44.17	51.21	52.61	60.71	62.39	4.375	32	5.614	140	24.562
31.24	34.77	35.93	38.82	45.98	47.40	55.60	57.29	4.421	38	6.667	168	29.475
24.01	27.90	29.15	32.22	39.67	41.14	49.52	51.24	4.444	45	7.895	200	35.089
			26.63	34.60	36.13	44.77	46.53	4.480	50	8.772	224	39.300
28.75	32.37	33.55	36.49	43.73	45.17	53.42	55.12	4.500	40	7.018	180	31.580
36.92	40.34	41.47	44.30	51.33	52.73	60.84	62.51	4.516	31	5.439	140	24.562
31.35	34.88	36.04	38.94	46.10	47.52	55.72	57.41	4.541	37	6.492	168	29.475
28.86	32.48	33.66	36.61	43.85	45.29	53.54	55.24	4.615	39	6.842	180	31.580
24.21	28.11	29.36	32.44	39.90	41.37	49.75	51.47	4.651	43	7.544	200	35.089

Tabela 47 - Potência básica P_b [23]

RPM OF FASTER SHAFT	Rated Horsepower for Small Sprocket Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)						
	37	38	39	40	43	45	48
	6,492	6,667	6,842	7,018	7,544	7,895	8,421
870	48.1	49.6	51.1	52.7	57.2	60.2	64.6
900	49.5	51.1	52.6	54.2	58.8	61.9	66.5
1000	54.1	55.8	57.5	59.2	64.3	67.6	72.6
1160	61.2	63.1	65.1	67.0	72.8	76.6	82.3
1750	85.9	88.7	91.4	94.1	102.2	107.5	115.4
2000	95.8	98.8	101.8	104.9	113.8	119.7	128.4
3000	131.6	135.7	139.8	143.9	155.8	163.6	
3450	146.0	150.5	155.0	159.4			
4000							

Tabela 48 - Potência adicional P_a [23]

RPM OF FASTER SHAFT	Additional Horsepower per belt for Speed Ratio of Speed-Down Drives									
	1.00	1.04	1.11	1.20	1.31	1.46	1.68	2.03	2.70	4.65
	to 1.03	to 1.10	to 1.19	to 1.30	to 1.45	to 1.67	to 2.02	to 2.69	to 4.64	and Over
870	0.00	0.44	0.88	1.32	1.77	2.21	2.65	3.09	3.53	3.97
900	0.00	0.46	0.91	1.37	1.83	2.28	2.74	3.20	3.65	4.11
1000	0.00	0.51	1.01	1.52	2.03	2.54	3.04	3.55	4.06	4.57
1160	0.00	0.59	1.18	1.77	2.35	2.94	3.53	4.12	4.71	5.30
1750	0.00	0.89	1.78	2.66	3.55	4.44	5.33	6.22	7.10	7.99
2000	0.00	1.02	2.03	3.04	4.06	5.08	6.09	7.10	8.12	9.13
3000	0.00	1.52	3.04	4.57	6.09	7.61	9.13	10.7	12.2	13.7
3450	0.00	1.75	3.50	5.25	7.00	8.75	10.5	12.3	14.0	15.8
4000	0.00	2.03	4.06	6.09	8.12	10.2	12.2	14.2	16.2	18.3

Tabela 49 - Factor de comprimento C_L [23]

Pitch/Length Designation	Number of Teeth	Correction Factor
14MGT-3500	250	1.16
14MGT-3850	275	1.19
14MGT-3920	280	1.20
14MGT-4326	309	1.24
14MGT-4410	315	1.25

Tabela 50 - Polias de Ferro Fundido cinzento revestidas por uma camada superficial de Níquel [23]

14mm Pitch Sprockets		
For Belts 20mm Width		
Product Description	No. of Grooves	Pitch Dia. (in)
NP14MX28S20	28	4.912
NP14MX29S20	29	5.088
NP14MX30S20	30	5.263
NP14MX31S20	31	5.439
NP14MX32S20	32	5.614
NP14MX33S20	33	5.790
NP14MX34S20	34	5.965
NP14MX35S20	35	6.141
NP14MX36S20	36	6.316
NP14MX37S20	37	6.492
NP14MX38S20	38	6.667
NP14MX39S20	39	6.842
NP14MX40S20	40	7.018
NP14MX43S20	43	7.544
NP14MX45S20	45	7.895
NP14MX48S20	48	8.421
NP14MX50S20	50	8.772
NP14MX53S20	53	9.299
NP14MX56S20	56	9.825
NP14MX60S20	60	10.527
NP14MX63S20	63	11.053
NP14MX67S20	67	11.755
NP14MX71S20	71	12.457
NP14MX75S20	75	13.158
NP14MX80S20	80	14.036
NP14MX90S20	90	15.790
NP14MX112S20	112	19.650
NP14MX140S20	140	24.562
NP14MX168S20	168	29.475
NP14MX180S20	180	31.580
NP14MX200S20	200	35.089
NP14MX224S20	224	39.300

Anexo F - Ventilador

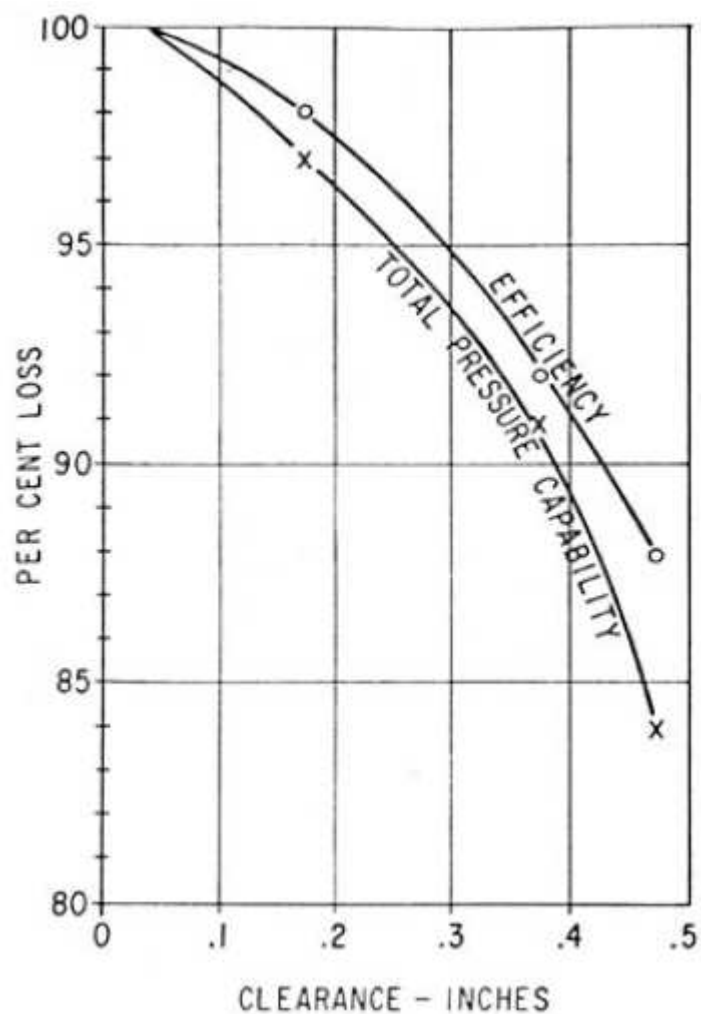


Figura 93 - Variação da eficiência do ventilador com o Tip Clearance [29]

Anexo G - Permutador

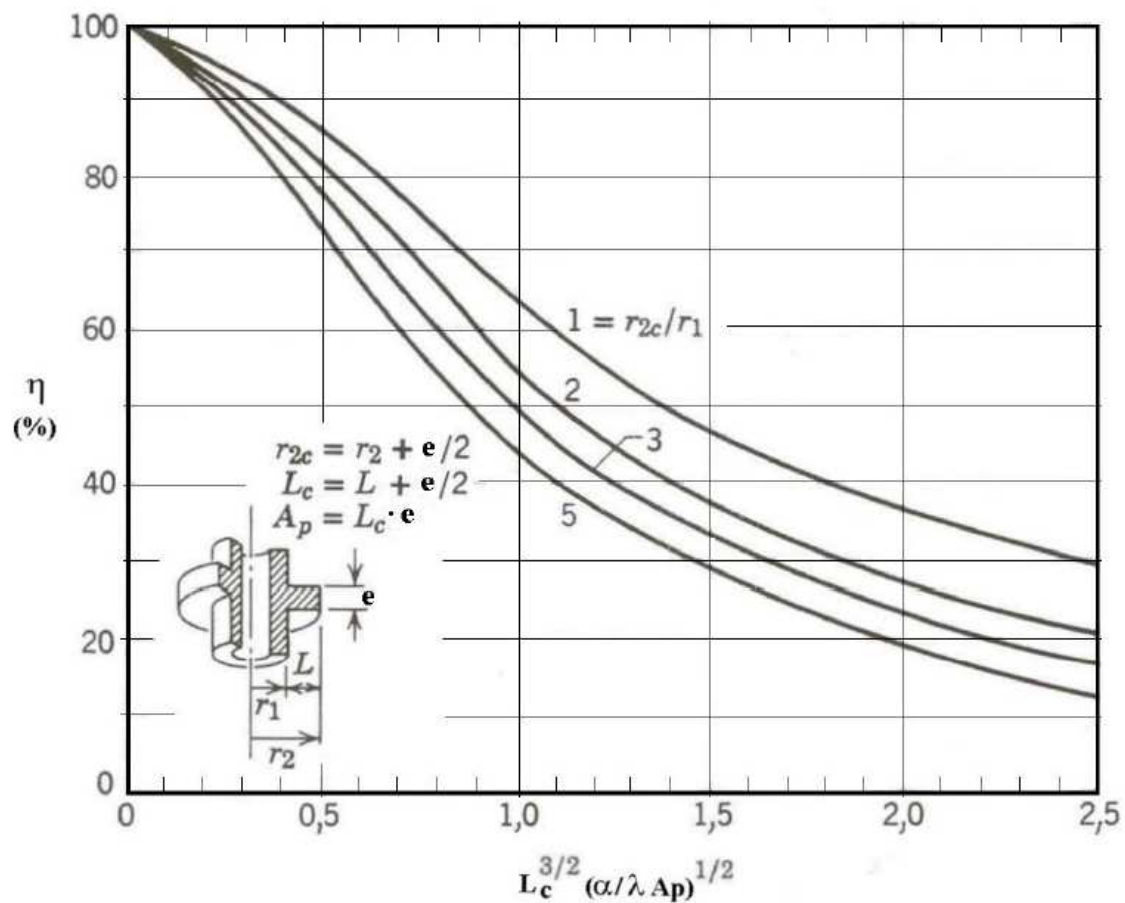


Figura 94 - Rendimento das alhetas anelares com perfil rectangular [29]

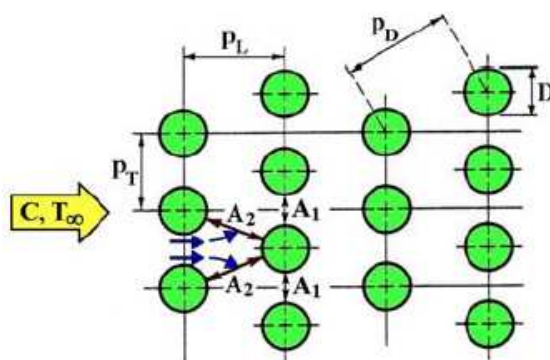


Figura 95 - Feixe de tubos arranjados de forma alternada [29]

Tabela 51 - Constantes C_1 e m [29]

P_L/D	P_T/D							
	1,25		1,50		2,00		3,00	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhados								
1,250	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,500	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,000	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,000	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternados								
0,600	—	—	—	—	—	—	0,213	0,636
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Tabela 52 - Factor de correcção C_2 [29]

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhada	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternada	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Tabela 53 - Factores de resistência de depósitos de vários fluidos [29]

Fluido	R_d (m ² .K/W)
Água destilada, do mar e do rio	0,0001
Água de alimentação das caldeiras	0,0002
Fuelóleo	0,0009
Vapor	0,0001
Refrigerante (líquido)	0,0002
Refrigerante (vapor)	0,0004
Ar	0,0004

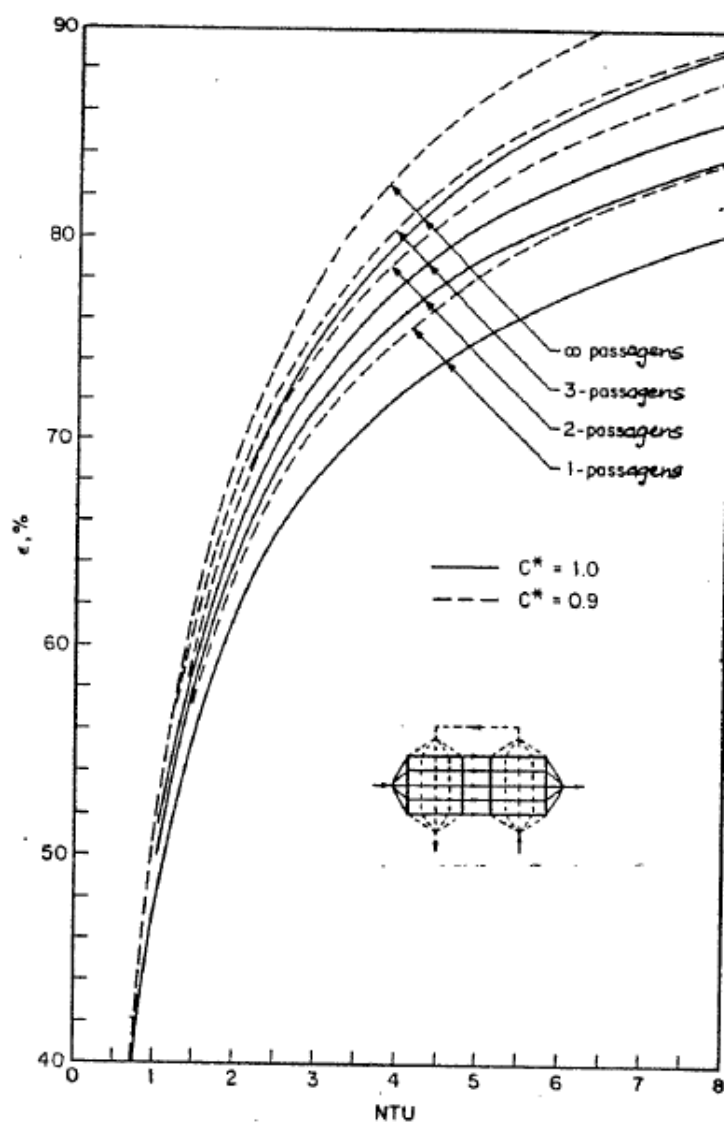


Figura 96 - Eficiência em função de NTU e do número de passagens para um permutador de fluxos cruzados de múltiplas passagens, com o fluido 2 não misturado e o fluido misturado só entre passagens [3]

Revision			CONSULTAR E-3007 PF. 5276.30.0700.1.33 Rev. 1		Req. No. 9	
No.	Date	By	HUDSON ITALIANA S.p.A.		BANK A-2	
1	DEC-18-72	GG	Fin-fan [*] SPECIFICATION SHEET <small>* trade mark</small>		JOB NO. 4334	
2	FEB-2-73	GG				
3	JUL-9-73	GG				
1	Customer TECHNIPETROL / SACOR				Item No.	E 3011
2	Address				Date	23-6-72
3	Plant location FERTUGAL				Proposal No.	72-181
4	Service RECIRCULATED WATER COOLER (GACH SAKAI)				Cont. Ref. No.	4195-00-0700-1
5	Size 20-324 Type 2 NTJS Induced Flow Draft				Sheet	1 of 1
6	Surface/Item External 12 200 Bare Tube 576				No. of Units	2
7	Heat Exchange 11 668 000				Effective MID	25.8
8	Transfer Rate External Surface 27.1 Bare Tube Surface Service 785.2 Clean					
PERFORMANCE DATA						
12	Fluid Circulated TEMPERED COOLING WATER				Temperature In	93.3
13	Total Fluid Entering 279 724				Temperature Out	51.7
14	Vapor				Inlet Pressure	2.8
15	Liquid 279 724				Gravity: Liquid	
16	Steam				Viscosity	
17	Non-Condensables				Viscosity	
18	Vapor Condensed				Molecular Weight	
19	Steam Condensed				Specific Heat	BTU/Lb-F-Kcal/Kg-C
20	Density Vapor				Latent Heat	BTU/Lb-Kcal/Kg
21	Conductivity BTU Ft/Hr Sq Ft-F-Kcal m/m²h-C				Allowable Press. Drop	0.7
22	Fouling Resist. I.S. 0.0002				Design Pressure Drop	0.58
AIR SIDE						
24	Air Quantity/Item 1 102 100				Face Velocity	2.64
25	Air Quantity/Fan 339 800				Temperature In	29.4
26	Actual Static Pressure 11.38				Temperature Out	63.5
27					Altitude	16
CONSTRUCTION						
28	Design Pressure 5.3		Test Pressure 7.95		Design Temperature 121	
29	SECTION		HEADER		TUBE	
30	Size 3.05 10.0 4 Rows		Type: Plug- Flow Transverse Recess		Material: C.S.	
31	No./Unit 2		Material C.S. ASTM-A515C-60		ASTM- A 214 Seamless - Welded	
32	Arrangement: Stacked -		No. Passes/Section 4 Slope - In/Ft-mm/m		OD 25.4 12 BWG-mm Avg. 12mm Wall	
33	Sections In Parallel 4 In Series -		Plug/Design Shoulder ASTM-A105J		Length 9 754	
34	Units In Parallel 2 In Series -		Gasket Material: SOFT IRON		No./Section 186 Pitch 63.5	
35	Section Side Frames: CAST STEEL		Corrosion Allowance 3		FINS	
36	MISC. Grade - Pipe Rack Mounting		Size Inlet Nozzle 6"		Material: ALUMINIUM	
37	Structure: STEEL Hood: STEEL		Size Outlet Nozzle 6"		OD 57	
38	Ladder: -		Rating ASA ISO #RF		No. 394	
39	Walkway: -		Code: ASME		Stamp	
40	MECHANICAL EQUIPMENT					
41	FAN		DRIVER		SPEED REDUCER	
42	Mfr. HUDSON - NEU		Type: ELECTRIC MOTOR		Type: V-BELT - DRIVE	
43	No./Unit 2 HP/Fan 24.9		No./Unit 2 Vibrations Switch: no		No./Unit 2 SETS	
44	Dia. 4267 mm RPM 267		RPM 1450 HP/Driver 30		Model	
45	Pitch 50 % Adjust 50 % Auto. Var. (A)		Enclosure EXPL. PROOF		AGMA HP Rating	
46	Blades No 4 Type B Material: TUF-LITE		Specials 380 V 3 Phases 50 Cycles		Ratio 5.44/1	
47	Hub Material: CAST IRON		Manufacturer: EFACEC		Manufacturer:	
CONTROLS						
49	SHUTTERS: Manual		STEAM COIL			
50	SHUTTERS: Auto		Press: Inlet - Design		PSIG - kg/cm ² g	
51	EXTERNAL AIR RECIRCULATION		Temperature: Inlet - Design		F-C	
52	PANEL WALLS		Steam Quantity/Coil:		Lb ² /Hr-k ² g/h	
53	ACTUATOR AIR SIGNAL AIR SUPPLY		Size Inlet Nozzle		Rating	
54	AV Fan 0.21 to 1.05 7.1 kg/cm²		Size Outlet Nozzle		Rating	
55	Shutters to PSI - Kg/cm²		Code: ASME		No Stamp	
56	NOTE: The Following Items are Located in One Unit Bank:					
57						
58						
59						
60						
61						

Figura 99 - Datasheet do Aeroarrefecedor 3011